

噴流を利用した油圧方向切換回路の特性に関する研究

著者	柴田 優
発行年	2015
学位授与年度	平成26年度
学位授与番号	17104甲情工第304号
URL	http://hdl.handle.net/10228/5580

噴流を利用した油圧方向切換回路の 特性に関する研究

柴田 優

目 次

目 次	i
主要記号	1
1. はじめに	3
1.1 本研究の背景	3
1.2 対象とする油圧回路の概要	4
1.3 従来の研究(単純化したモデルによる解析)	10
1.3.1 従来の計算モデルによる特性解析	11
1.3.1.1 流量特性(Q)の基礎モデル式	12
1.3.1.2 壁面の穴に流入する噴流の流速 (v_{in})	12
1.3.1.3 壁面の穴に発生する圧力 (p_1 , p_2)	12
1.3.1.4 壁面の穴より流出する噴流の流速	13
1.3.1.5 従来のモデル式 計算結果と実験結果比較	14
1.4 本研究の目的	15
2. 対象とする油圧回路	15
2.1 対象とする油圧回路の範囲	15
2.2 対象とする油圧回路の特性	16
2.2.1 各要素の方程式	17
2.2.2 ブロック線図	18
2.2.3 重要なパラメータ	18
3. 実験方法	19
4. 数値解析手法	21
4.1 基礎式	21
4.2 計算アルゴリズム	22
4.3 乱流モデル	24
4.3.1 k- ϵ モデル (RANS モデル)	24
4.3.2 SST k- ω モデル (RANS モデル)	25
4.3.3 Transition SST モデル (RANS モデル)	26
4.3.4 LES モデル	27
4.3.5 LES と RANS モデル (Transition SST) の比較	29
4.4 解析モデルと境界条件	31

4.4.1 計算格子.....	31
4.4.2 計算格子作成指針.....	33
4.4.3 境界条件.....	34
5. パラメータの検討.....	35
5.1 3D-CFD 解析によるパラメータ・スタディ.....	36
5.1.1 ノズル形状とパラメータ.....	36
5.1.2 解析結果の一例.....	40
5.1.3 流量特性.....	42
5.1.4 圧力特性.....	44
5.1.5 流体力特性.....	46
5.1.6 ノズルのジェットの流量と流量特性.....	48
5.1.7 ジェットの運動量とレシーバの流れの運動量.....	50
5.1.8 ジェットの運動量と流体力特性.....	52
5.1.9 適切なノズル選択.....	54
5.2 実験結果と解析結果.....	57
5.2.1 流量特性.....	57
5.2.2 圧力特性.....	58
5.2.3 流体力特性.....	60
5.2.4 流体力特性の実験結果と解析結果が不一致となることの検討.....	61
5.2.4.1 計算格子の影響.....	61
5.2.4.2 非定常性の影響.....	62
5.2.4.3 Nozzle 内部の圧力分布の検討.....	66
5.2.4.4 ノズル内部の周方向に不均一な圧力分布の流体力に及ぼす影響.....	67
5.2.4.5 ノズルとレシーバ間のすき間がノズル内部の圧力分布に及ぼす影響.....	68
5.2.4.6 実験誤差の検討.....	69
5.3 まとめ.....	71
6. ノズル, レシーバ間のフローパターン.....	72
6.1 ノズルのフローパターンと流量係数.....	72
6.2 ノズルに印加される流体力の考察.....	75
6.2.1 ノズル内部に発生する流体力発生メカニズム.....	76
6.2.2 ノズル端面に発生する流体力発生メカニズム.....	78
6.2.3 ノズルの外周円筒部に発生する流体力発生メカニズム.....	81
6.2.4 非定常流体力の検討.....	83
6.3 ノズル, レシーバ間の渦流れの検討.....	87

6.3.1 ノズル, レシーバ間の渦発生メカニズムの検討	87
6.3.2 レシーバ径と渦流れの検討	89
6.3.3 ノズル, レシーバのすき間と渦流れの検討	92
6.4 渦と流量特性の検討	96
6.5 レシーバの管摩擦抵抗の考察	98
6.6 レシーバの渦と管摩擦抵抗による流量特性変化	99
6.7 まとめ	101
7. 従来の解析手法の高精度化	103
7.1 従来の計算モデルの問題点	103
7.2 壁面の穴に流入する噴流の流速 (v_{in})	103
7.3 壁面の穴近傍の圧力(p_i)計算	103
7.4 壁面に到達する噴流直径 (D_{nr})	107
7.5 改良した計算モデルによる計算結果と実験結果	108
7.6 まとめ	111
8. おわりに	112
8.1 フローパターンの検討	112
8.2 フローパターンの検討により得られた学術的な成果	113
8.3 フローパターンの検討により得られた設計指針	114
8.4 フローパターンの検討による従来の計算モデルの改善	115
8.5 今後の課題	115
謝 辞	116
参考文献	117
研究実績	121

主要記号

A_{in1}	:	壁面 穴(左側)の流入面積
A_{in2}	:	壁面 穴(右側)の流入面積
A_n	:	ノズル断面積
A_{out1}	:	壁面 穴(左側)の流出面積
A_{out2}	:	壁面 穴(右側)の流出面積
$b_{1/2}$:	噴流の半値幅
$Cd1$		壁面 穴(左側)の流量係数
$Cd2$		壁面 穴(右側)の流量係数
Dn	:	ノズル直径 (参照)
Dnr	:	壁面に到達する噴流の直径
Dpo	:	ポテンシャルコア直径
K	:	ノズル直径と噴流直径に関する係数
Ln	:	ノズル回転中心から端面の長さ
Lnr	:	ノズルと壁面間の距離
Lpo	:	噴流のポテンシャルコア長さ
p	:	圧力
p_1	:	壁面 穴(左側)内部の圧力
p_2	:	壁面 穴(右側)内部の圧力
p_{d1}	:	壁面 穴(左側)内部の動圧
p_{d2}	:	壁面 穴(右側)内部の動圧
p_i	:	壁面 穴周りの圧力
p_s	:	システム圧力
Q	:	体積流量
R	:	戻り側タンク圧力
r	:	半径
t	:	時間
v_{in1}	:	壁面 穴(左側)に流入する流速
v_{in2}	:	壁面 穴(右側)に流入する流速
v_{out1}	:	壁面 穴(左側)に流出する流速
v_{out2}	:	壁面 穴(右側)に流出する流速
xn	:	ノズル変位 ($= Ln \cdot \theta$, 参照)
ρ	:	作動油の密度
ν	:	作動油の動粘度

μ : 作動油の粘度
 θ : ノズル回転角度

1. はじめに

本論文は、油圧システムに使用されるサーボバルブのパイロットに用いられる油圧切り替え回路(ジェットパイプ・バルブ)の高性能化に関する研究をまとめたものである。本論文の第 1 章において、背景、従来研究の問題点について明確化し、目的について記述した。第 2 章では、本研究において対象とするジェットパイプ・バルブについて説明する。第 3 章では、測定方法、測定データなどの実験方法について説明し、第 4 章で数値解析を用いた流体解析手法を記述する。第 5 章では、実験装置を製作するに当たり、流体解析手法を用いたパラメータ・スタディによりジェットパイプ・バルブを構成する部品の設計について説明する。第 6 章において、製作した実験装置を用いた実験と流体解析により得られるジェットパイプ・バルブ内部の流れの可視化から、種々の特性について多面的に検討した結果を記述する。第 7 章は、従来の解析手法に第 6 章の実験と流体解析から得られた成果を活用して計算精度の向上方法とその結果について示す。最後に、第 8 章において本研究における学術的な研究成果と設計に応用された成果をまとめる。

1.1 本研究の背景

我々が対象とする油圧切換回路(ジェットパイプ・バルブ)を Figure 1 に示す。このジェットパイプ・バルブは、ノズルとその噴流が印加される穴を持つ壁面(レシーバ)の 2 部品で構成され、油圧システムに多用されている。油圧システムは、出力パワー密度が高い点で電動システムより優れており、依然として多くの精密な作動装置に適用され、油圧システムの産業界より高効率化と高性能化を求められている。そこで、対象とするジェットパイプ・バルブの高性能化を目指す。このジェットパイプ・バルブの高性能化を達成するには、新たな解析手法を確立する必要がある。従来から用いられてきた解析は、フローパターン(乱流や渦流れ)による影響を考慮しないため、実現象と解析結果の差異が発生、過大な余裕が必要となり、高性能化の達成が困難である。よって、従来の解析手法において省略されるフローパターンの影響を考慮した流れ解析を実施し、高性能化を達成する。

従来より、本研究で対象とするジェットパイプ・バルブの詳細な流れ解析はほとんど行われていない。一方、油圧機器・システムにおける流れ解析は、弁内の流れ、とりわけスプール弁内部の流れ解析が盛んに遂行されてきている。この種の解析は 1980 年代より始まり、その魁は築地(1983)によって検討された流線座標を用いた解析であろう。この研究は二次元噴流の噴流角などに関してポテンシャル流れと粘性流れの比較から粘性の影響を調べたものである。引き続くその後の研究でも取り扱っている流れのレイノルズ数は $Re=700 \sim 2300$ の低レイノルズ数領域である。また、境界要素法による流れ解析も郭(1989)により遂行されている。その後、90 年代に入ると小林(1991)が三次元乱流としての取り扱いを検討し、フローパターンのみならず軸力に関する実験結果と計算結果との比較検討も行っている。この時代背景をもとに「油圧と空気圧」第 23 巻第 2 号(1992 年)小特集「弁内流れ解析と可視化技術」が発行された。その内容は下記のものである。

- ・スプール弁内流れの CFD 解析(住田 隆)
- ・圧力制御弁内の流動数値シミュレーション(岡島 厚, 上野久義)
- ・スプール及びポペット弁内の流れ(中村一朗)
- ・有限要素法による圧力調整弁内の流れ解析(在宅解析のすすめ)(小山 紀)
- ・フルイディスクバルブ内流れの数値解析(清水 顕, 山本圭治郎)

これらに刺激を受けて, 90 年代は流れ解析が徐々に遂行されるようになる(早瀬, 1995, 1998). この時代には研究者自ら開発したプログラムを利用するケースが多い.

一方, この時代から盛んになった CFD(数値流体力学)の波に押され, 数値解法や乱流モデルも多数提案され, ハードウェアの発展に伴って市販コードも提供され始める. 有限要素法(Finite Element Method)に基づく市販コード ANSYS/FLOTRAN を用いた解析(菊池, 1999)や有限体積(Finite Volume Method)に基づく市販コード Star-CD を用いた切欠きつきスプール周りの流れ解析が遂行された(劉, 2001). これらは, 計算格子生成法の発展も加味されて, より今日的な CFD 解析が始まったことを示している.

その後, 自作プログラムや市販コードにわたる各種のプログラムを利用した流れ解析が各所で発展し, 今に至っている. 「流れ解析と油圧」などのキーワードでインターネットを検索すると多数の研究紹介を閲覧できるほどである. 現状では, 市販コードがソフトウェアの精度からも導入費用の面からも利用しやすい環境となっていることから, 市販コードを利用した流れ解析がポピュラーとなりつつある. このような背景から本研究で対象とするジェットパイプ・バルブの詳細な流れ解析に有限体積法に基づいた市販コード ANSYS Fluent を使用する.

1.2 対象とする油圧回路の概要

本研究で対象とする油圧回路であるジェットパイプ・バルブは, Figure 1 a)に示すように左右の穴にジェットを振り分けることにより, 作動油の方向を切り替える回路である. この油圧回路の起源は諸説あり, Blackburn (1960)によると, Tower (1889)により艦船上の砲塔を一定方向に向ける装置として開発されたとある. 一方, Maskrey (1978)によると, ドイツの Askania Werke Ag (1906)により発明されたとあり, 別名としてアスカニア・バルブとも呼ばれる. Askania は Figure 1 b)に示すガバナ装置にジェットパイプ・バルブを組み込み製品化した.

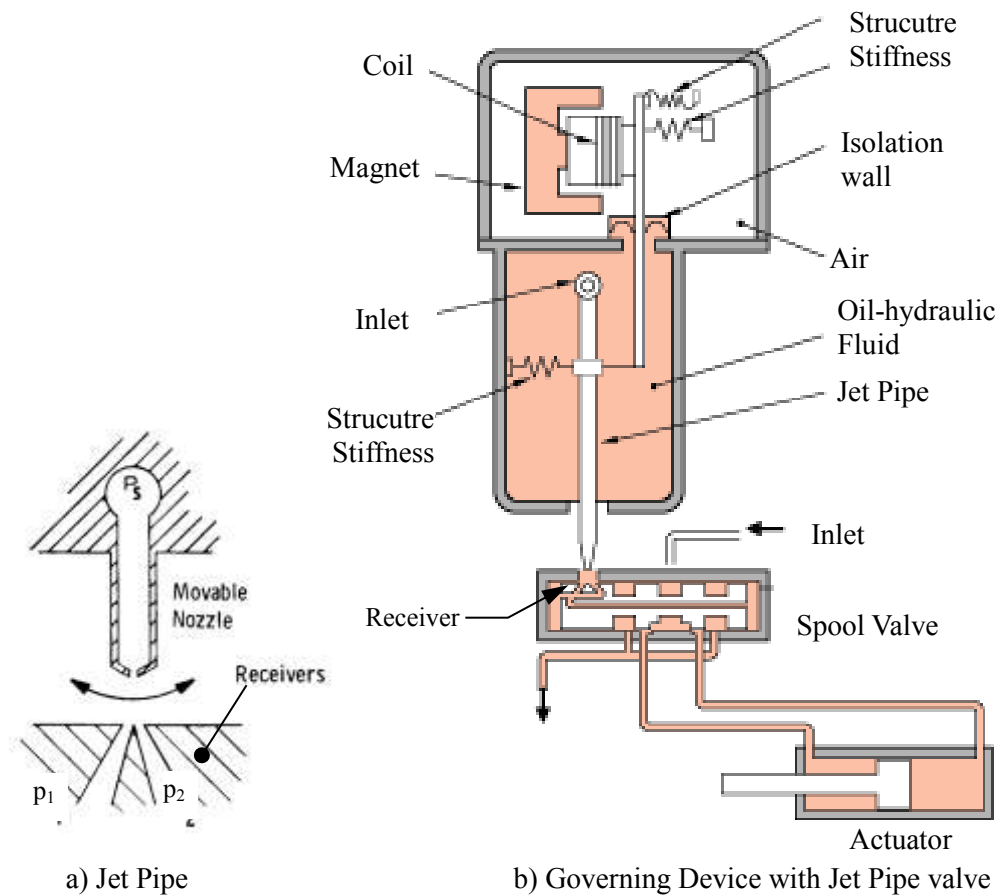


Figure 1 Askania (Jet Pipe) Valve

今日においても Figure 2 a)のガバナ装置が製造され, Figure 2 b)に示すように蒸気タービンのメイン蒸気バルブ制御に使用されている。

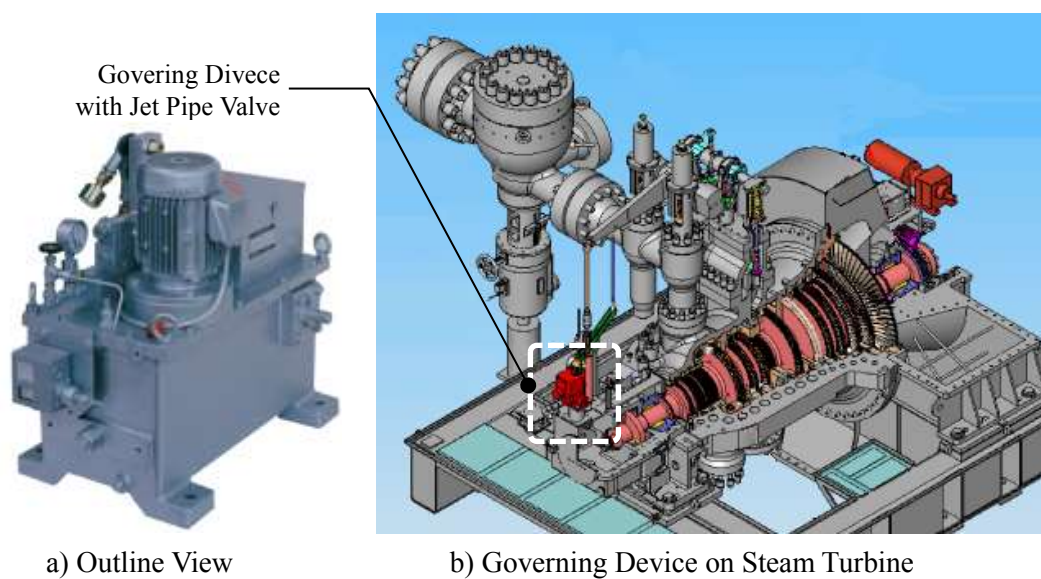


Figure 2 Governing Device with Jet Pipe Valve

その後, Figure 3 (米国特許の添付図より) に示すサーボバルブを Atchley (1957) が開発した。

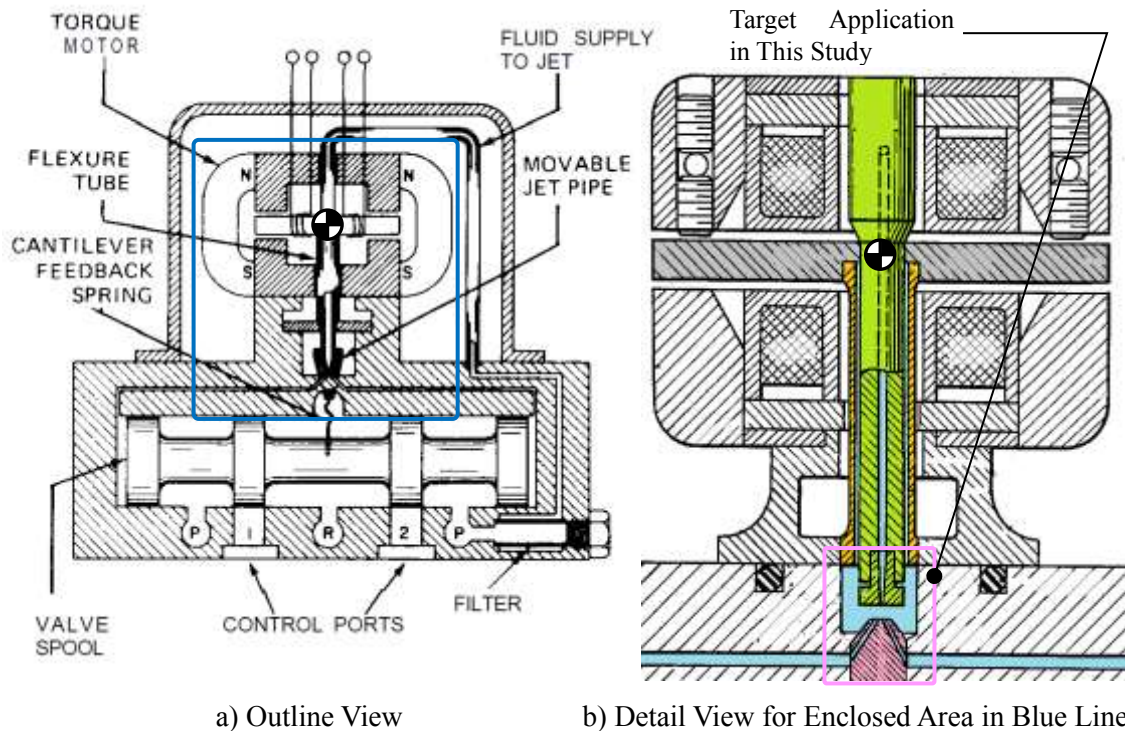


Figure 3 Jet Pipe Valve and Spool Valve

この Atchley が開発したサーボバルブは, 数十 V かつ, 数十 mA の電気信号により数十 MPa, 数 L/min から数百 L/min の流量の方向をコントロールする油圧バルブである. よって, このバルブは, 0.1 W 程度の入力から数千 W から数十 kW の出力が得られ, 数万倍程度の増幅率がある. 本研究において対象としたジェットパイプ・バルブは, スプール・バルブを駆動する事を対象とした. よって, 小出力の動力によりスプール・バルブを駆動するため Figure 3 に示すようにノズル(緑色部)径は数ミリ以内となっている. このノズルは, 電磁トルクモータにより左右に揺動するとレシーバ(赤色部)の作動油の方向が切り替えられる. 切り替えられた油圧によりスプール・バルブが駆動され, コントロールポートに流れる大流量の作動油の方向を切り替える. ノズル(緑色部)とレシーバ(赤色部)は, 作動油(水色部)に浸されており, オレンジ色部の部品によりバルブ外部と隔離される. また, オレンジ部はノズルの揺動を妨げないように弾性変形し, 適切な剛性となるように設計, 製作される.

今日, Atchley により開発されたサーボバルブは, 米国などの油圧メーカにより製品化, 販売され, 様々なアクチュエータの制御に使用されている. 製鉄所などプラントのバルブ類の制御, 発電所の蒸気タービンを電子制御ガバナやガスタービンの燃料制御用バルブに多く使用されている. 一例として, フライトシミュレータやドライブシミュレータに使用される 6 自由度モー

はじめに

ションベースを Figure 4 に示す. このモーションベースはパラレルリンク構造により構成され, パラレルリンクは, 油圧シリンダにより駆動し, 油圧シリンダの位置制御にサーボバルブと変位センサが用いられる.

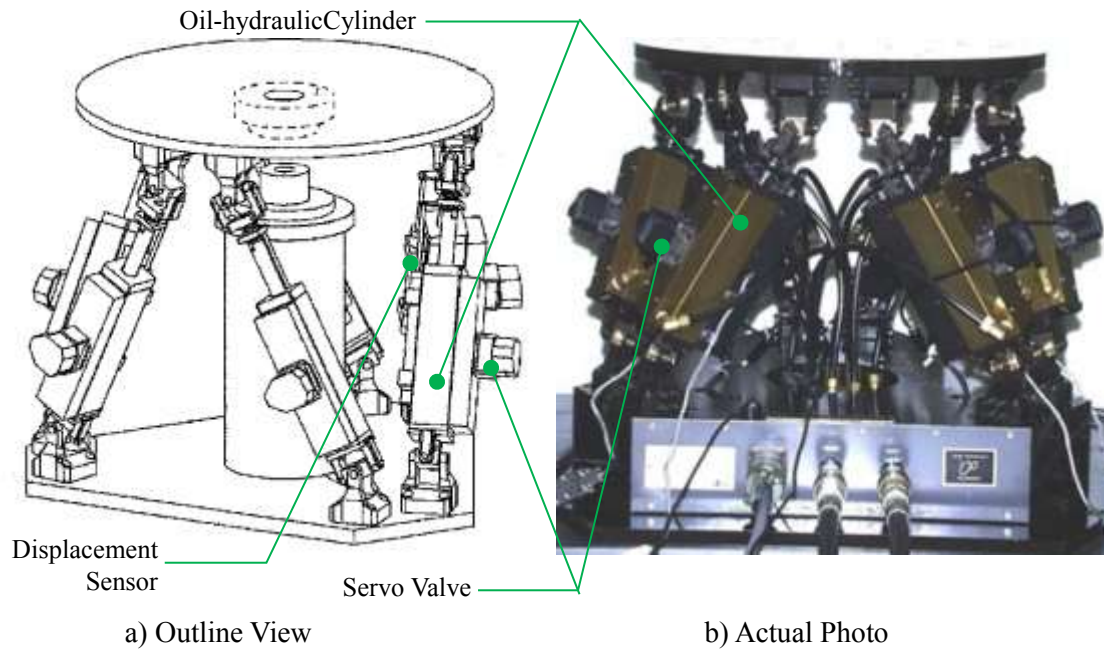
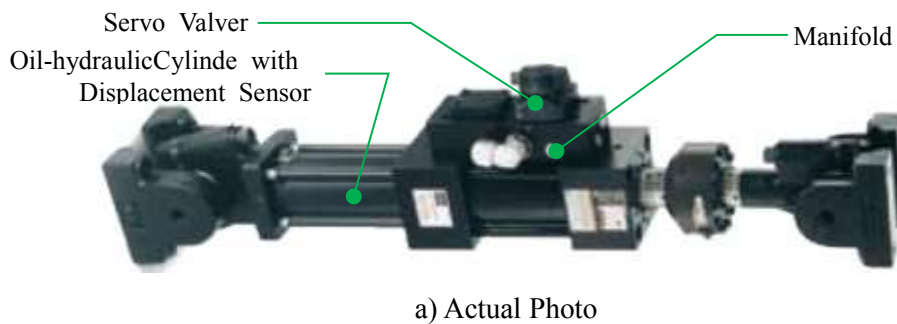
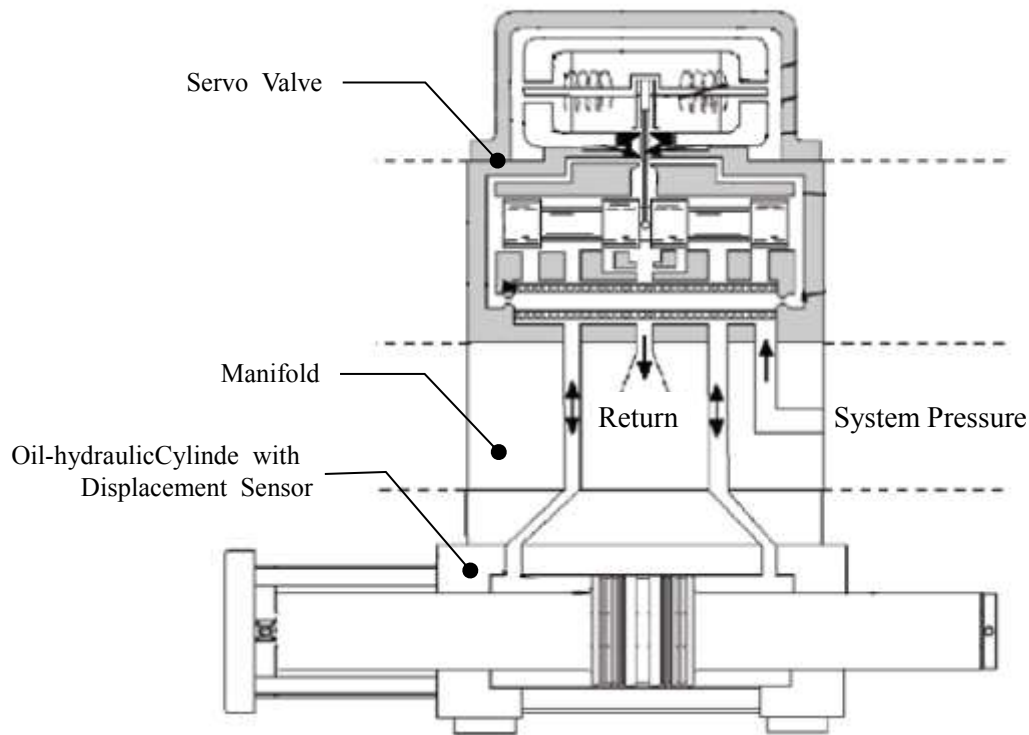


Figure 4 Parallel Link Construction with Cylinder and Servo Valve

次に, パラレルリンクを作動する油圧シリンダ, サーボバルブと変位センサの外観写真を Figure 5 a) に示す. 油圧シリンダに油圧シリンダを作動させる油圧回路を持つマニフォールドを配置し, 油圧シリンダを作動させるためのバルブなどのコンポーネントが配置される. ピストンロッドの変位センサはシリンダ内部に配置される場合が多い. Figure 5 b) に模式図を示した.





b) Schematic View

Figure 5 Servo Valve and Oil-hydraulic Cylinder

ピストンロッドの変位がコントローラにフィードバックされ、ピストンロッドのストロークをサーボバルブにより制御される構成となっている。コントローラからパイロット部の電磁トルクモータに電気信号(電流)が印加され、ノズルがストロークする。ノズルがストロークすると、レシーバの作動油が流れる方向が切り替わり、スプールが作動する。パイロットされるスプール・バルブの開度により作動油が油圧シリンダに供給され、ピストンがストロークする。ピストンストロークはコントローラにフィードバックされ、目標に近づくようにトルクモータに印加する電流、ジェットパイプ・バルブ、スプール・バルブの開度が調整されピストンストロークが制御される。

スプールとノズルは Figure 6 に示す様にフィードバック・スプリングにより接続されている。トルク(Tr)が印加されると、ノズルが右に作動し、レシーバの右穴に供給される圧力が左より高くなるため、スプールが左に作動する。ノズルとスプールストロークの変位差($X_v - X_n$)とフィードバック・スプリング剛性(K_{sf})によりノズルに左方向の力が発生する。この力は、電磁トルクモータにトルク($K_{sf} \cdot (X_v - X_n) \cdot L_m$)として印加される。さらに、スプール・バルブの左右チャンバの圧力差($p_1 - p_2$)により発生するトルク($(p_1 - p_2) \cdot A_{sp} \cdot L_m$)も印加される。これらのトルクと電磁トルクモータが生成するトルク(Tr)とつり合うまで、スプールがストロークする。

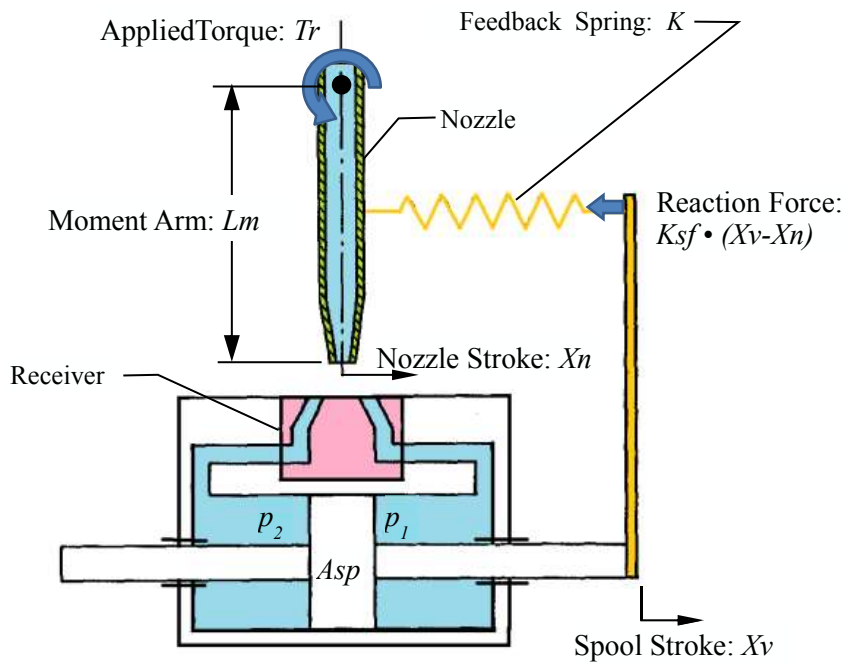


Figure 6 Schematic View of Servo Valve with Jet-pipe Valve

これらより、式(1)が得られる。実現象においては、ノズル近傍のフローパターンによる流体力もノズルに印加されるが、ここでは省略した。

$$Tr = K_{sf} \cdot (X_n - X_v) \cdot L_m + (p_1 - p_2) \cdot A_{sp} \quad (1)$$

また、 K_{sf} と L_m は定数のため、 L_m を K_{sf} に組み入れ、再定義すると、式(2)が得られる。

$$Tr = K_{sf} \cdot (X_n - X_v) + (p_1 - p_2) \cdot A_{sp} \quad (2)$$

サーボバルブを構成するスプール・バルブを作動するパイロットは、ジェットパイプ・バルブの他に 2 種類の主要な方式があり, Figure 7 a)にノズル・フラップを b)にデフレクタ・ジェットを示す. Figure 7 a)に示すノズル・フラップは, 対向するノズルの間に左右に作動するフラップが配置される. フラップが左右作動しフラップとノズルのすき間を変化させると, 左右のノズルから噴出する流量が変化し, スプールに供給される圧力および流量が変化する. たとえば, フラップが紙面右に作動した場合, 右側のノズルから噴出する流量が低下し, ノズル内の圧力が増加する. 一方, 左側のノズルから噴出する流量は増加し, ノズル内の圧力が低下する. この結果, C_2 から C_1 に流量が流れる. Figure 7 b)に示すデフレクタ・ジェットは, デフレクターが左右に作動することにより, 左右の Control Port を流れる作動油の流量, 方向を変更する.

ノズル・フラップタイプが最も多く応用されているが, Nikiforuk (1969)によるとジェットパイプ・バルブは, ノズル・フラップより圧力ゲインが高く優れると紹介されている. 一方, デフレクタ・ジェット(Maskrey, 1978, Sangiah, 2012)は, 一部の米国のメーカから製品化されたのみで, ジェットパイプ・バルブと比べると, あまり一般的ではない.

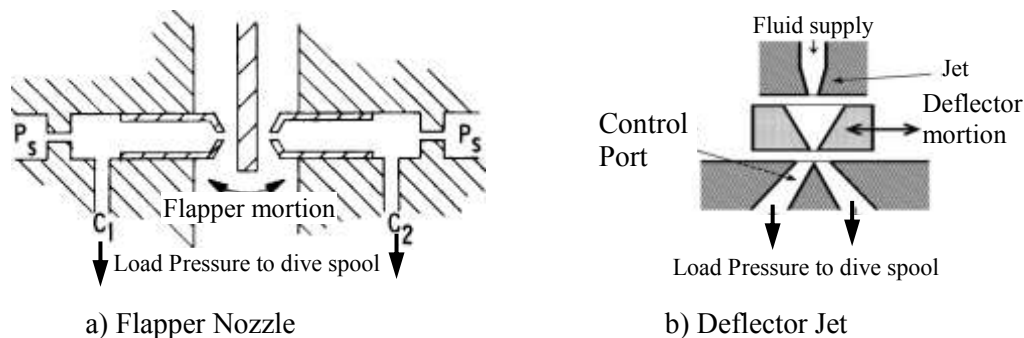


Figure 7 The other two popular type of Pilot for Spool Valve

以上より, 本研究で対象とするジェットパイプ・バルブは産業界において, 多くの応用製品に使用され, 汎用性が高く, 重要な油圧回路である. また, 近年, 要求されている油圧システムの高性能化は, 油圧システムを構成するサーボバルブをパイロットするジェットパイプ・バルブの高性能化が鍵となっている.

1.3 従来の研究(単純化したモデルによる解析)

このジェットパイプ・バルブ (Figure 1 および Figure 3) に関する研究は MIT の Dunn (1957) により初期に実施され, 二次元解析モデルの構築と数値計算により数値解を得た. さらに, 実物を拡大したモデルによる実験が実施され, 数値解との比較が実施された. Morse (1963) により, レシーバを縮流部(Vena contracta)に配置, もしくはノズルとレシーバのすき間をノズル径の倍にするとレシーバに発生する圧力が最大(圧力特性が最良)となることが示された. Thoma(1989)により, ノズルとレシーバの集中乗数系(一次元)計算モデルが提案され, ボンドグラフにより解析された. 2000 年に入り新興国において研究が行われるようになった.

Somahekhar (2007)は, Thoma(1989)により提案された計算モデルを用いて, シーバ穴間の平坦部, ノズル径, レシーバ径, ノズルとレシーバ位置をオフセットさせた場合の圧力特性について研究を実施した. また, Shu(2012)らにより同様に特性についての研究が実施された.

以上の研究で対象とされた油圧回路の実験装置の概念図を, Figure 8 に示す. これらは, ノズルがレシーバに対向した位置に配置され, 左右に揺動する実験装置である. 従来の研究では, 主に流量特性と圧力特性について議論されてきた. 流量特性(流量ゲイン)は, バルブ(V_1 , V_2)を開き, 負荷圧力がない場合の流量(Q)とノズル変位を測定する. 圧力特性(圧力ゲイン)は, バルブ(V_1 , V_2)を閉じて, p_1 , p_2 とノズル変位を測定する. 一般的にバルブの性能は, 以上の二種類の特性である流量ゲインと圧力ゲインによりモデル化されるのが一般的である. 流量ゲインは, バルブ開度(ストローク)に対するバルブを流れる流量の傾き, 圧力ゲインは, バルブストロークに対するバルブがコントロールポートに供給可能な圧力の傾きである. 流量ゲインと圧力ゲインは高いほど性能が良い(詳細は 2.2 項を参照).

そこで, 1.3.1 項において, 議論した流量ゲインと圧力ゲインを算出する. 本研究で対象とするジェットパイプ・バルブの基本寸法(Nozzle 径, レシーバ径及びノズルとレシーバ間のすき間:数ミリ以下)を従来の研究で提案されたモデル式に代入して, これらのゲインを算出する.

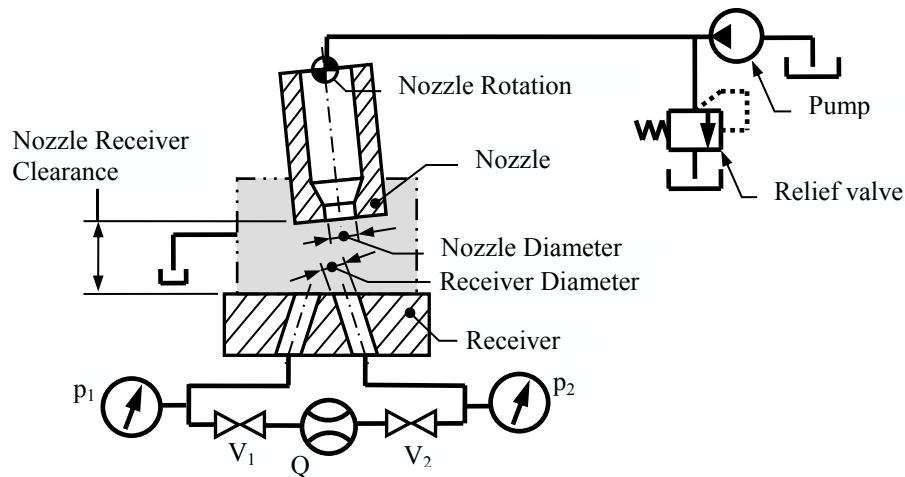


Figure 8 Typical Experimental Equipment

1.3.1 従来の計算モデルによる特性解析

Thoma (1989), Somahekhar (2007) が研究にて用いている計算モデルによりジェットパイプ・バルブの特性を算出し実験結果と比較する. 本研究で最初に作成した実験装置のパラメータを以下の Table 1 に示し, これらのパラメータを提案されているモデル式に代入して流量特性と圧力特性の解析結果を得た. 次に実験により, 流量特性と圧力特性を測定し, 計算結果と比較した.

Table 1 Parameter List for our Experimental Equipment

No	Nomenclature	Value
1	System Pressure	21 MPa
2	Tank Pressure (Return Pressure)	0.34 MPa

1.3.1.1 流量特性(Q)の基礎モデル式

従来の計算モデルは、Figure 9 に示す様にレシーバの穴に噴流が流入、流出の場合に分け、左右のレシーバの穴接続する油路に流れる流量(Q)を計算している。断面 B-B に示すように、ノズルとレシーバ壁面の穴が重なる面積(A_{in})が流入側、重ならない面積(A_{out})が流出側となる。流量(Q)は、 v_{in} と A_{in} の積から v_{out} と A_{out} の積を差し引く事により求められる。左右の壁面の穴を接続する油路を流れる流量(Q)は、式(3)により算出される。

$$Q = (A_{in1} \cdot v_{in1} - Cd1 \cdot A_{out1} \cdot v_{out1}) - (A_{in2} \cdot v_{in2} - Cd2 \cdot A_{out2} \cdot v_{out2}) \quad (3)$$

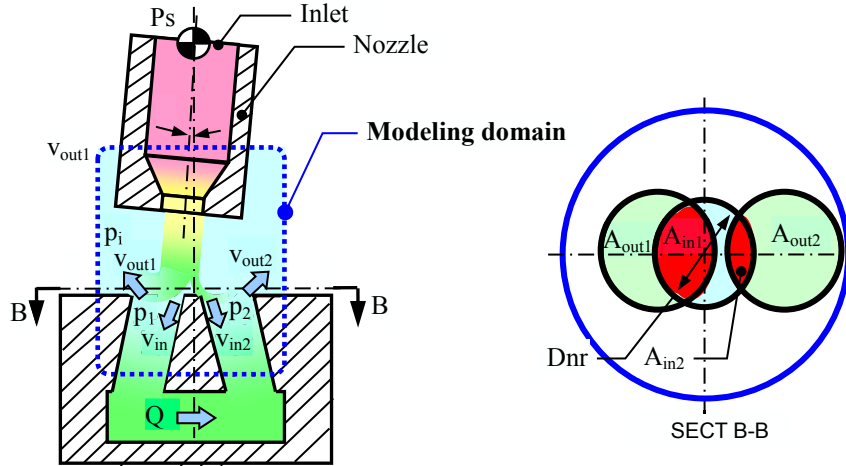


Figure 9 Calculation modeling domain

1.3.1.2 壁面の穴に流入する噴流の流速 (v_{in})

ノズルから壁面の穴に流入する噴流の流速は、式(4)を用いてシステム圧(p_s)とノズルとレシーバ壁面間の圧力(p_i)の差圧により算出される。

$$v_{in} = v_{in1} = v_{in2} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_s - p_i)}{\rho}} \quad (4)$$

1.3.1.3 壁面の穴に発生する圧力 (p_1, p_2)

レシーバ壁面周辺の圧力(p_i)と壁面の穴に流入される噴流により発生する圧力の合計となる。

はじめに

また、本研究の対象とする油圧回路の場合、 p_i は戻り側タンク圧力と等しい。ベルヌーイの定理より式(5), (6)が得られ、壁面の穴における圧力(p_1 , p_2)が算出される。ここで、Somashekhar, (2007)の報告において、差し引く必要がある流量(Q)による動圧が欠落しているため補完した。

$$p_1 = p_i + \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{in}^2 \right) \cdot \xi \cdot \frac{A_{in1}}{A_n} - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v \left(\frac{Q}{A_{in1} + A_{out1}} \right)^2 \quad (5)$$

$$p_2 = p_i + \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_{in}^2 \right) \cdot \xi \cdot \frac{A_{in2}}{A_n} - \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v \left(\frac{Q}{A_{in2} + A_{out2}} \right)^2 \quad (6)$$

(ただし、文献 (Somahekhar, 2007) より $\xi=0.92\sim0.98$)

$$p_i = R \quad (7)$$

(壁面の穴近傍の圧力 = 戻り側タンク圧力)

1.3.1.4 壁面の穴より流出する噴流の流速

ノズルとレシーバ壁面間の圧力(p_i)と一般的なオリフィス流れの式を用いて、流出側の流速(v_{out1} , v_{out2})を算出する。

$$v_{out1} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_i)}{\rho}} \quad (8)$$

$$v_{out2} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_2 - p_i)}{\rho}} \quad (9)$$

1.3.1.5 従来のモデル式 計算結果と実験結果比較

従来の計算モデルによる流量特性と圧力特性の計算結果と実験結果を Figure 10 と Figure 11 に示した. 流量特性は概ね傾向が一致しているが, 傾きには差異がみられた. さらに, 圧力特性において大きな差異が発生した. この差異の原因は, 圧力の差異が大きいことから, 圧力に関係する要因を省略していることが考えられる. 特にレシーバ周囲の圧力分布を考慮していない点に問題がある. つまり, 圧力の計算式(5), (6)においてモデル化誤差が大きいため, 差異が発生したと考えられる.

以上より, 従来のモデル式を用いた, 解析手法は実験結果と差異が大きく, 高性能化を達成するための高精度な特性予測が困難である.

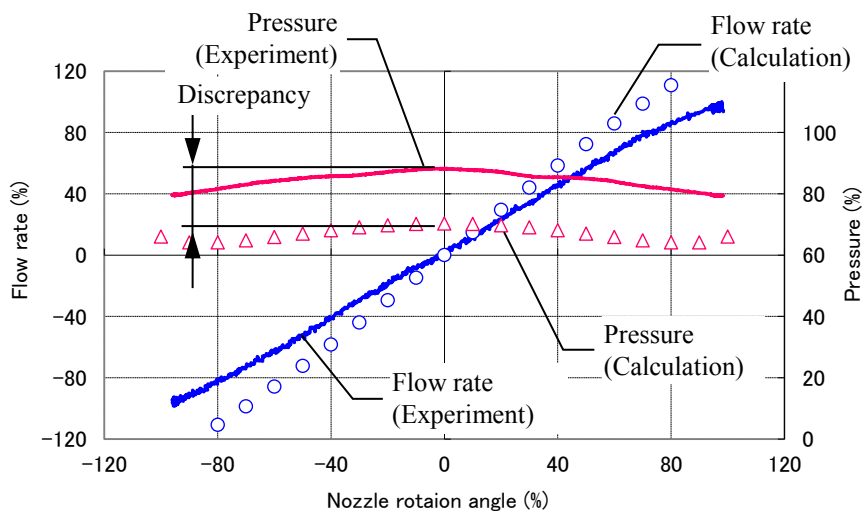


Figure 10 No load flow rate and pressure characteristics in hole on wall
(Experimental result and results of analysis with usual model)

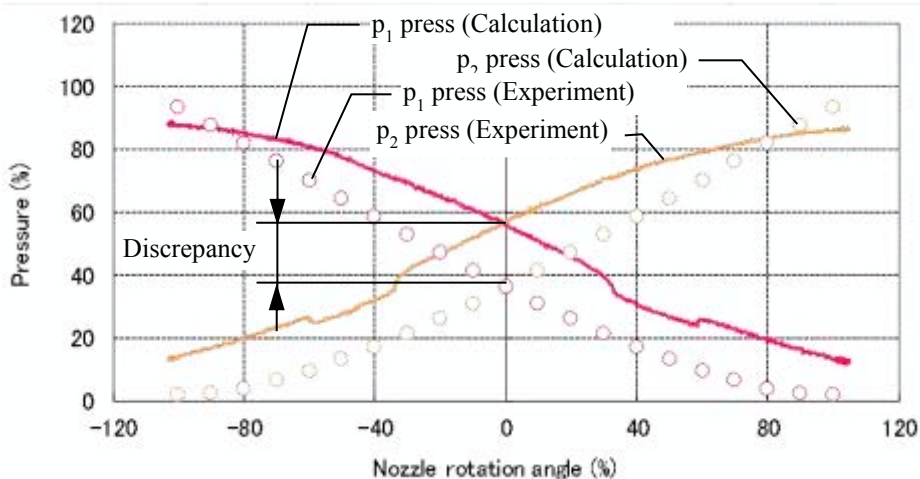


Figure 11 Pressure in holes on wall and differential pressure
(Experimental result and results of analysis with usual model)

1.4 本研究の目的

本研究は、近年要求されるようになった対象とするジェットパイプ・バルブの高性能化を目標とする。この目標を達成するため、製作誤差の影響が小さく、最も性能を向上できるノズルとレシーバの設計指針を得ることを目的とする。

1.3.1 項にて示した従来の解析手法はフローパターンを考慮しないため、実験結果との差異が大きく、ノズルとレシーバ間のフローパターンを可視化による現象の解明が困難である。そのため、形状検討は試行錯誤となり、性能に影響する形状と寸法を見出すことが大変困難である。よって、フローパターンの可視化による実現象に対する多面的な検討により、性能に影響する形状を見出すことが課題である。

これらの課題を解決するため、フローパターンの可視化が可能な三次元数値流体力学(3D-CFD)による解析を用いる。また、実験を実施し、解析結果と整合を図りつつ、フローパターンから実現象に影響する要因を多面的に検討し、性能が向上する寸法パラメータを見出す。一方、3D-CFD による詳細な解析は時間がかかり、寸法パラメータの絞り込みに使用する事は現実的ではない。そこで、解析時間が短い従来計算の解析精度をフローパターンの検討により得られた知見により向上し、寸法パラメータの絞り込みに使用可能なレベルに改善する。

2. 対象とする油圧回路

2.1 対象とする油圧回路の範囲

本研究で対象とする回路は、Figure 12 a)に示す青線で囲ったノズルとレシーバを含む範囲とした。ノズルに油圧を供給する弾性変形する管路とノズル、レシーバ、レシーバ下流の管路をモデル化および、実験装置とした。スプール・バルブは対象としないため、左右のレシーバ下流管路間は、十分大きい断面積の配管で接続した。以上の模式図を Figure 12 b)に示した。

この回路の流れによるレイノルズ数は、ノズル スロート部で $Re=3000$ 、ノズルの外周円筒部で $Re=200$ 程度である。

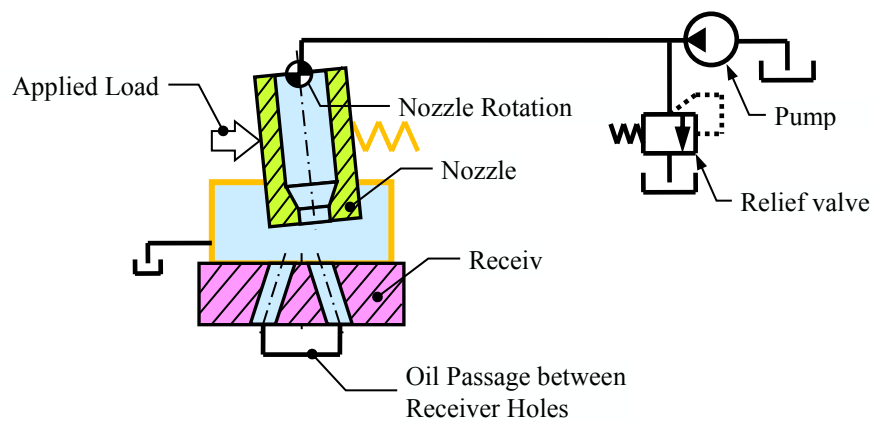
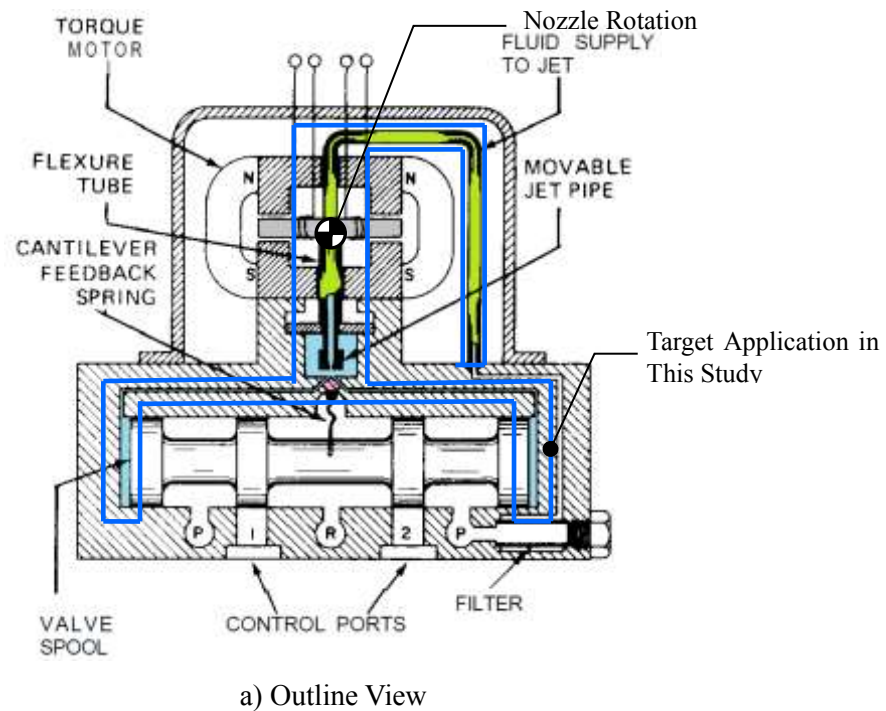


Figure 12 Our Target Application

2.2 対象とする油圧回路の特性

Figure 3 を一般的にモデル化にするとジェットパイプ・バルブの下流に油圧シリンダが接続された Figure 13 に示すモデルが得られる. スプール・バルブは, Figure 12 a) に示したようにスプールの左右に供給された作動油により作動するため, ピストンロッドを持たない油圧シリンダとみなせる. よって, スプール部分は単純なモデルで表すことができる. 以上のモデル化により, ジェットパイプ・バルブの特に重要な特性を求めるため, ブロック線図を作成する.

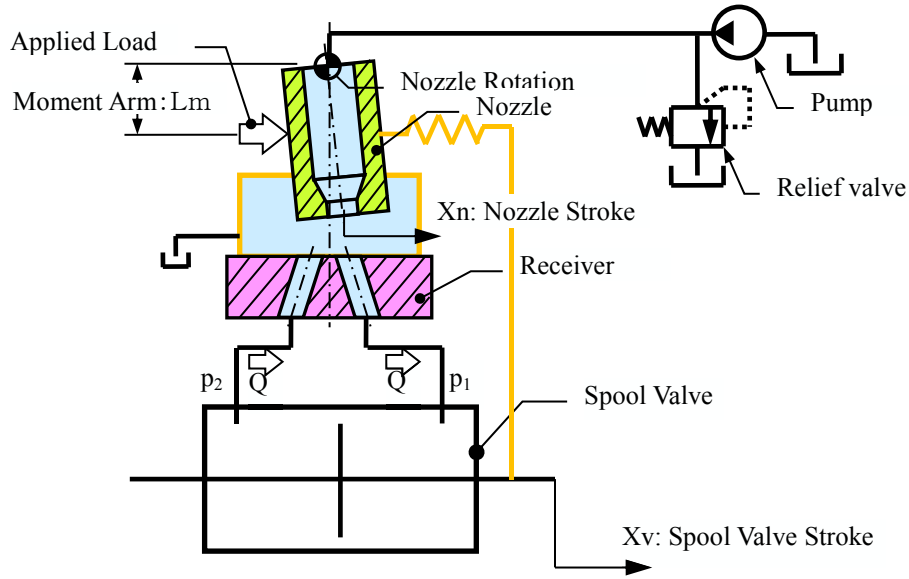


Figure 13 Simplified model Diagram

2.2.1 各要素の方程式

電磁トルクモータが発生するトルク(Tr)とスプールストローク(Xv)とノズルストローク(Xn)によるモーメントと流量に比例する定常流体力によるトルク($K_{ff} \cdot Q$)がつり合う。定常流体力はノズル周辺の作動油の圧力と粘性による摩擦力により発生する力である。

$$\begin{aligned} Tr &= K_{sf} \cdot (Xn - Xv) + K_{ff} \cdot Q + A_{sp} \cdot (p_1 - p_2) \\ &= K_{sf} \cdot (Xn - Xv) + K_{ff} \cdot Q + A_{sp} \cdot K_P \cdot Xn \end{aligned} \quad (10)$$

レシーバの流量(Q)は、ノズルストロークによって発生する流量から負荷圧力(p_L)によって低下する流量とスピールの作動により発生する流量を差し引くことにより求められる。

$$Q = K_Q \cdot \left(Xn - p_L \cdot \frac{K_Q}{K_P} \right) - A_{sp} \cdot \frac{dXv}{dt} \quad (11)$$

負荷圧力 p_L は、圧縮性を考慮して流量(Q)がシリンダに入力されることにより発生する体積変化により算出する。スプール・バルブにおける左右のチャンバそれぞれの体積変化率は、流量(Q)の時間積分を中立時の体積(V_0)で割ることにより求められる。体積弾性係数(K)と体積変化率の積により圧力が算出される。チャンバが左右(2箇所)にあるため右項は2倍される。

$$p_L = 2 \cdot K \cdot \frac{Q}{V_0} \cdot \frac{1}{s} \quad (12)$$

シリンダの運動方程式は、一般的に負荷圧力と粘性摩擦と加速度により発生する力のつり合いより導出される。

$$F = p_L \cdot A_{sp} - C_{sp} \cdot v = M \cdot a \quad (13)$$

2.2.2 ブロック線図

得られた方程式をまとめると、Figure 14 のブロック線図が得られる。青色で囲った範囲がジェットパイプ・バルブ、オレンジ色で囲った範囲がスプール・バルブのモデルである。

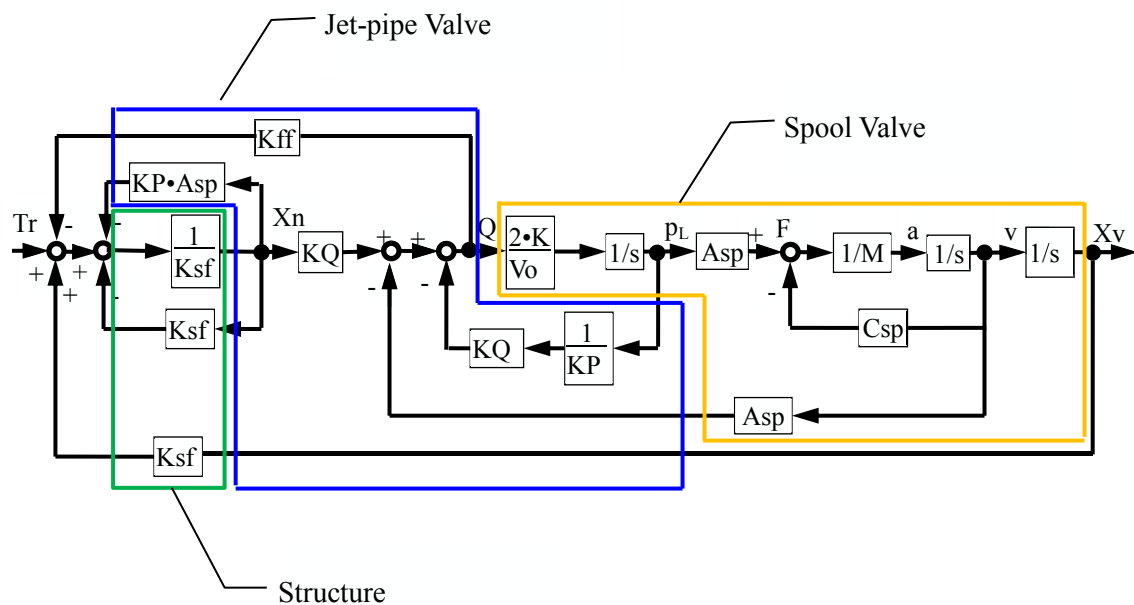


Figure 14 Simplified Block Diagram

2.2.3 重要なパラメータ

Figure 14のブロック線図より、流量(Q)に影響するブロックは、 KQ 、 KP 、 Kff 、 Ksf 、 Asp であり、そのうちジェットパイプ・バルブのブロックは、 KQ と KP 、 Kff である。以上よりこの三種類のゲインは大変重要である。一般的に KQ は、流量ゲイン、 KP は圧力ゲインと呼ばれる。 Kff は、本研究において定義された係数である。

流量ゲイン(KQ)は、負荷圧力(p_L)がゼロの場合、ノズルのストロークに対する流量の傾きである。圧力ゲイン(KP)は、流量(Q)がゼロの場合、ノズルのストロークに対する圧力の傾きである。 Kff は、ノズル中立近傍におけるノズルに印加される流体力のノズルストロークに対する傾きである。

また、ノズルに印加される流体力は、アゲインスト側に働く場合とアシスト側に働く場合がある。アゲインスト側に働く場合、ノズル作動力より過大であればノズルは必要なストロークが得ら

れなくなる. 一方, アシスト側に流体力が働く場合, 構造の剛性より流体力による等価ばね定数が大きいと不安定になる. 以下の伝達関数の分母が 0 を取ると Q が無限大となり, 不安定となる.

$$\frac{Q}{Tr} = \frac{\frac{KQ}{Ksf}}{1 + Kff \cdot \frac{KQ}{Ksf}} \quad (14)$$

$$1 + Kff \cdot \frac{KQ}{KS} > 0 \quad (15)$$

以上より, ノズルの位置および流量が安定であるには, 少なくとも以下の式を満たす必要がある. 流量(Q)が安定であるためには, Kff が $-KS/KQ$ より大きい必要がある.

$$Kff > \frac{-1}{\frac{KQ}{KS}} = -\frac{KS}{KQ} \quad (16)$$

以上より, 我々が対象とするジェットパイプ・バルブの実験において計測する特性は, 流量特性, 圧力特性, 流体力特性とする.

3. 実験方法

本研究で対象とするジェットパイプ・バルブの実験装置の概念図を Figure 15 に示す. 2.2 項で示した流量特性(流量ゲイン), 圧力特性(圧力ゲイン)と流体力特性が測定可能な実験装置を構築した.

最大ノズル回転角(θ), 最大ストローク(xv)よりノズルストローク(Xn)は算出できる(回転中心からノズル端面までの長さ×回転角の積による). 本論文中においてノズル回転角および, ノズルストロークを百分率による無次元量として扱う.

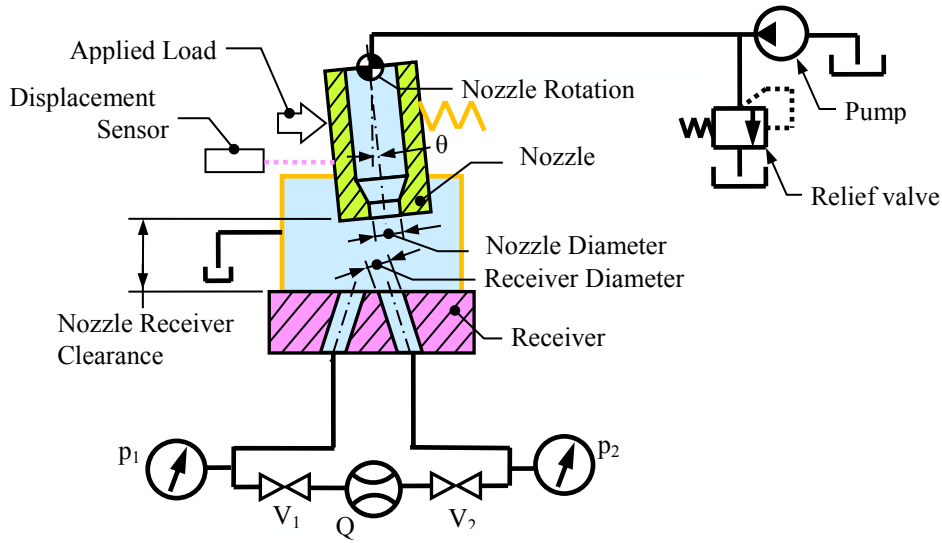


Figure 15 Experimental Equipment

流量ゲインは、バルブ V_1 , V_2 を開き、ノズルの変位をレーザ変位計により測定し、レシーバ間の流量をギア・フローメータにより測定する。圧力ゲインは、 V_1 , V_2 を閉じて、ノズルの変位と左右のレシーバの圧力を下流に配置した圧力センサにより測定する。流体力特性は、ノズルを揺動させる電磁トルクモータの印加電流とノズル変位を測定し、印加電流、ノズルを保持する構造 (Figure 3, Figure 15 のオレンジ色部) の剛性から算出して求めた。

また、ノズル径、レシーバ径、ノズルとレシーバ間のすき間を変更して実験を行った。

4. 数値解析手法

3D-CFD による定常流れ解析(以下, 定常 3D-CFD 解析)の条件, 時間進行, 圧力-流速連成スキームを Table 2 に示す. また, 汎用コード Fluent を用いた.

Table 2 Scheme for Steady flow analysis condition

Solver	ANSYS Fluent 14.5.7 or 15.0
Calculation method	Pressure base method, Incompressible flow
Equations integrated in time	Second-order backward difference
Pressure velocity coupling scheme	SIMPLE or PISO
Viscosity	0.01203 Pa s
Density	1045 kg/m ³
Inlet and Outlet	21 MPa and 0.34 MPa

4.1 基礎式

支配方程式は、三次元, 非定常, 非圧縮粘性流れを記述するナビエ・ストークス方程式(17)と連続の式(18)による.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \\ \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \end{array} \right. \quad (17)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (18)$$

本研究では, 六面体と四面体を組み合わせたハイブリッド格子を採用した. 支配方程式の離散化には, 有限堆積法 (Finite Volume Method) を用いた. 空間の離散化はナビエ・ストークス方程式の圧力項に二次風上差分法, 移流項, 拡散項の離散化は三次 MUSCL 法を用いた. 時間進行は一次後退差分法, ボワソン方程式の解法は SOR 法を用いた.

4.2 計算アルゴリズム

本研究では、Navier-Stokes 方程式(17)と連続の式(18)を各々解いた後カップリングする圧力-流速連成スキームに SIMPLE 法(Caretto et al. , 1972, Van Doormal, 1984)を用いた. 計算手順を以下に示し, Figure 16 にアルゴリズムのフローチャートを示す.

Step 1) 圧力場 p^* の推測

p^* は、あるタイムステップにおける初回の反復計算であれば前のタイムステップでの収束解を用いる. 2回目以降の反復計算の場合、反復計算で得られた p を用いる.

Step 2) 速度場 u^*, v^*, w^* の推測

連立1次方程式を解いて速度場 u^*, v^* を得る. この際、不足緩和を行うが、不足緩和により得られる速度場が連続の式を満たすように Step 3)にて圧力場を計算する. (ここでの不足緩和は連続の式と矛盾しない)

Step 3) 圧力補正值 p' の計算

速度場 u^*, v^*, w^* が連続の式を満足するように圧力補正值 p' を計算する.

Step 4) 圧力場 p の計算

Step 3)より、 p' が 0 の場合、その時刻の計算は終了する. $p'=0$ の場合、次の反復計算において p^* とする圧力 p を不足緩和により推定する.

Step 5) 速度場 u, v, w の計算

圧力補正值 p' を用いて不足緩和することなく速度補正を行って速度場 u, v, w を求める. Step 3)より、 p' は連続の式を満足するため、得られる速度場も連続の式を満足する.

Step 6) 収束の判断

$p'=0$ の場合、Step 4)で得られた p' を新たに p^* として Step 1)に戻る. 最終的に p' がほぼ 0 となれば収束する. u^* と v^*, w^* が連続の式を満足し収束するまで、これら一連の手順を繰り返す. 非定常計算の場合は、Step 6)にて収束解を得て、時間進行後、Step 1)へ戻る.

以上のステップにおいて連立1次方程式となり、 $(u^*, v^*, w^*), p', \phi$ を(2), (3), (6)のステップにて算出する.

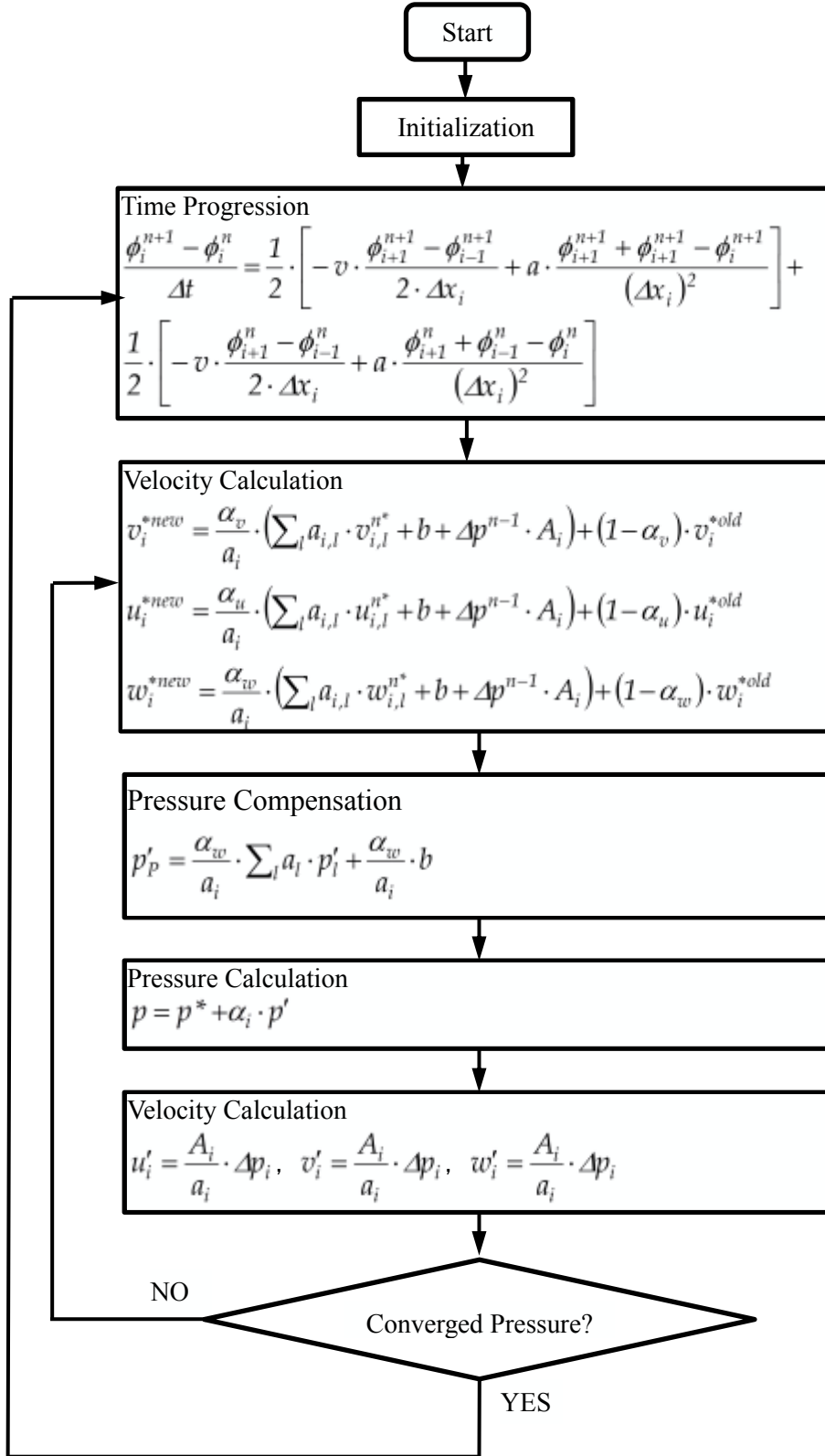


Figure 16 Flow Chart of Calculation Scheme

4.3 乱流モデル

対象とする油圧回路のレイノルズ数が $Re=200$ から $Re=3000$ のため乱流モデルを使用する。乱流モデルは、内部流の解析に最も実績のある乱流モデルである $k-\epsilon$ モデルをベースとして、計算精度が向上されている SST $k-\omega$ モデル, Transition SST モデルを用いる。以下に用いた乱流モデルについて説明する。

4.3.1 $k-\epsilon$ モデル (RANS モデル)

乱流粘性は、乱流エネルギー(k)と乱流エネルギーの消散率(ϵ)により計算される。自由流れの計算精度が高い。一方、乱流エネルギーが乱流エネルギー消散率より小さくなる壁面近傍の計算精度が低い。 $k-\epsilon$ モデル (Launder and Spalding, 1974) には k と ϵ に対する二つのモデル式がある。

次元解析により、渦粘性を次式のように特定できる。

$$u_t = C \cdot \rho \cdot v \cdot l = \rho \cdot C_u \cdot \frac{k^2}{\epsilon} \quad (19)$$

ここで、 C_u は無次元定数であり、 k と ϵ に対する以下の輸送方程式を用いる。

$$\frac{\partial(\rho \cdot k)}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot k \cdot U) = \text{div} \left[\frac{u_t}{\sigma_k} \cdot \text{grad } k \right] + 2u_t \cdot S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \cdot \epsilon \quad (20)$$

$$\frac{\partial(\rho \cdot \epsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot \epsilon \cdot U) = \text{div} \left[\frac{u_t}{\sigma_k} \cdot \text{grad } \epsilon \right] + C_{1\epsilon} \cdot \frac{\epsilon}{k} \cdot 2 \cdot u_t \cdot S_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\epsilon} \cdot \rho \cdot \frac{\epsilon^2}{k} \quad (21)$$

この方程式には、五つの調整可能な定数 C_u , σ_k , σ_ϵ , $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$ が含まれる。 $k-\epsilon$ モデルでは、幅広い乱流流れの範囲に対して適合する総合的なデータにより得られた次の値を定数として用いる。

$$C_u=0.09 \quad \sigma_k=1.00 \quad \sigma_\epsilon=1.30 \quad C_{1\epsilon}=1.44 \quad C_{2\epsilon}=1.92$$

4.3.2 SST k- ω モデル (RANS モデル)

壁面から十分距離がある箇所は k- ϵ モデル, 壁面近傍では k- ω モデルを用いるハイブリッドモデルである. k- ω モデルは, 乱流粘性を乱流エネルギー(k)と乱れの周期($\omega=\epsilon/k$)により計算する. k- ϵ モデルと比較して壁面近傍の計算精度が高い. 反面, 自由流の解析精度が低い. 以上より, k- ϵ モデルと k- ω モデルのハイブリッド化により壁近傍と壁遠方両方の解析精度向上が図られている.

レイノルズ応力の計算と k の式は, $\epsilon = k \cdot \omega$ を代入することにより, ϵ の式を ω の式に変換し, 以下が得られる.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \text{div}(\rho\omega\mathbf{U}) = \text{div} \left[\left(u + \frac{u_t}{\sigma_{\omega,1}} \right) \text{grad} \omega \right] \\ + \gamma_2 \left(2 \cdot \rho \cdot S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta_2 \rho \omega^2 + 2 \frac{\rho}{\sigma_{\omega,2} \cdot \omega} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_k} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \end{aligned} \quad (22)$$

壁面から離れた k- ϵ モデルと, 壁近傍の k- ω モデル間の遷移を滑らかにするため, 以下の混合関数を用いる.

$$C = F_c \cdot C_1 + (1 - F_c) \cdot C_2 \quad (23)$$

一般に, 混合関数 $F_c = F_c(l_t / y, Re_y)$ は, 以下の 3 種類の関数となる.

- 乱れ $l_t = \sqrt{k} / \omega$
- 壁面までの距離 y の比
- 乱流レイノルズ数 $Re_y = \frac{y^2 \cdot \omega}{\nu}$

壁面でゼロ, 壁面から十分離れた場所で 1, 壁面間の半分の距離と境界層の端で滑らかになるように F_c の関数を選択する. この方法は, 数値的に安定な方法で k- ϵ モデルの壁近傍でのよい挙動と壁から離れた場所での k- ϵ モデルの安定性を組み合わせている.

4.3.3 Transition SST モデル (RANS モデル)

SST k - ω を基礎として、以下に示す k と ω の輸送方程式と間欠度(γ)と運動量厚さレイノルズ数(Re_θ)の方程式が追加され、乱流遷移を考慮した乱流モデルである。乱流遷移が考慮されるため、特に壁面近傍の流れの計算精度が向上する。

k の輸送方程式

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \overline{U_i k})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right\} + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (24)$$

ω の輸送方程式

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \overline{U_i \omega})}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right\} + \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \beta \rho \omega^2 \quad (25)$$

γ , 間欠度

$$\frac{\partial(\rho \gamma)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \gamma)}{\partial x_j} = P_{\gamma 1} - E_{\gamma 1} + P_{\gamma 2} - E_{\gamma 2} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\gamma} \right) \frac{\partial \gamma}{\partial x_j} \right] \quad (26)$$

4.3.4 LES モデル

乱流の中に見られる渦は、様々なサイズが存在し、広範囲のスケールを含む。大スケールの運動は大きいエネルギーを保有しており、その大きさや強さは流体中の保存量の輸送に大きく影響する。一方、小スケールの運動は通常、大スケールの運動に比べてはるかに弱く、物理量の輸送にはほとんど寄与しない。そこで、ラージエディシミュレーション (Large Eddy Simulation; LES) は大きな渦を直接解き、小さな渦をモデル化する。

LES で直接計算されるべき大スケールの成分のみを含む速度場の解が計算対象となる。このような速度場の抽出にフィルタを用いる (Leonard, 1974)。フィルタを施した速度場は以下のように定義される。

$$\bar{u}_i(x) = \int G(x, x') u_i(x') dx' \quad (27)$$

$$\bar{v}_i(x) = \int G(y, y') v_i(y') dy' \quad (28)$$

$$\bar{w}_i(x) = \int G(z, z') w_i(z') dz' \quad (29)$$

ここで、フィルタ関数 $G(x, x')$ は局所的な関数とする。LES で適用されるフィルタ関数にはガウシアンフィルタ、矩形フィルタ (単純な局所平均)、カットオフフィルタ (フーリエ波数空間におけるローパスフィルタ) がある。いずれのフィルタも長さスケール Δ に対して定義され、大まかに言えば、 Δ よりも大きい渦が直接シミュレーションされる大スケール成分であり、一方、 Δ より小さい渦が小スケール成分でモデル化を必要とする。

密度一定 (非圧縮流れ) のナビエ・ストークス方程式にフィルタを施すと、以下の方程式が得られる。

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (30)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{v}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{v}_i \bar{v}_j)}{\partial y_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial y_i} + \frac{\partial}{\partial y_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial y_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial y_i} \right) \right] \quad (31)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{w}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{w}_i \bar{w}_j)}{\partial z_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial z_i} + \frac{\partial}{\partial z_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{w}_i}{\partial z_j} + \frac{\partial \bar{w}_j}{\partial z_i} \right) \right] \quad (32)$$

連続式は線形であるので、フィルタを施しても元の方程式と同じ表式をとる。

$$\frac{\partial(\overline{\rho u_i})}{\partial x_i} = 0 \quad (33)$$

$$\frac{\partial(\overline{\rho v_i})}{\partial y_i} = 0 \quad (34)$$

$$\frac{\partial(\overline{\rho w_i})}{\partial z_i} = 0 \quad (35)$$

また, LES のフィルタ方程式で注意すべき点として,

$$\overline{u_i \cdot u_j} \neq \overline{u_i} \cdot \overline{u_j} \quad (36)$$

$$\overline{v_i \cdot v_j} \neq \overline{v_i} \cdot \overline{v_j} \quad (37)$$

$$\overline{w_i \cdot w_j} \neq \overline{w_i} \cdot \overline{w_j} \quad (38)$$

であり, この不等式の左辺の量は計算できないため, 両辺の差

$$\tau_{ij}^S = -\rho(\overline{u_i \cdot u_j} - \overline{u_i} \cdot \overline{u_j}) \quad (39)$$

に対してモデル近似を導入する必要がある. LES では, τ_{ij}^S をサブグリッドスケールレイノルズ応力と呼ぶ. 実際には, これは大スケール成分の運動量輸送のうち, 格子より小さな解像できないスケールの運動によって生じたものを表している. フィルタ幅 Δ は, $\Delta > h$ という明確な条件を満足すれば, 必ずしも格子 h に関連させる必要はない. 上式のサブグリッドスケール (SGS) レイノルズ応力の近似に用いられるモデルはサブグリッドスケール (SGS) モデルと呼ばれる. SGS レイノルズ応力は小スケール変動場の局所的な平均であるため, モデルは局所的な流速, あるいは, その過去のフローパターンに基づく必要がある. 後者の場合には SGS レイノルズ応力に含まれるモデルパラメータを決めるための偏微分方程式を解くことになる.

スマゴリンスキー (Smagorinsky, 1963) モデルを SGS に使用した. スマゴリンスキーモデルは, SGS レイノルズ応力の影響によりエネルギー輸送や散逸が増加する概念に基づく渦粘性モデルであり, 以下に示す.

$$\tau_{ij}^S - \frac{1}{3} \tau_{kk}^S \delta_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) = 2 \mu_t \overline{s_{ij}} \quad (40)$$

ここで μ_t は SGS 渦粘性であり, $\overline{s_{ij}}$ は大スケール場の歪み率である. このモデルは発見的な

方法も含めていろいろな方法で導くことができる。例を挙げると、SGS 運動エネルギーの収支から導け、乱流理論によっても導ける。SGS 渦粘性は次元解析により、以下が与えられる。

$$\mu_t = C_S^2 \cdot \rho \cdot \Delta^2 \cdot \sqrt{\overline{S_{ij}} \cdot \overline{S_{ij}}} \quad (41)$$

4.3.5 LES と RANS モデル(Transition SST)の比較

一般的に LES による流体解析は高い精度を得られるが、計算時間が膨大となる。迅速な計算実施には、RANS モデルによる計算は欠かせない。そこで、LES と RANS モデルの解析結果を比較し、RANS モデルの使用が問題ないことを確認する。

ノズルを紙面右側に作動させた(30% ストローク)場合の LES と RANS モデルのフローパターンの比較を Figure 17 に示した。Figure 17 の a), b)に LES と RANS モデルの圧力分布をそれぞれ示す。LES, RANS モデルの解析結果は、ともに渦の発生が左側のレシーバに見られた。右側のレシーバの渦形状が異なるが、渦の発生は、ともに観察できた。以上より、RANS モデルを使用する場合でも特徴的な渦が発生するフローパターンを捉えられている。

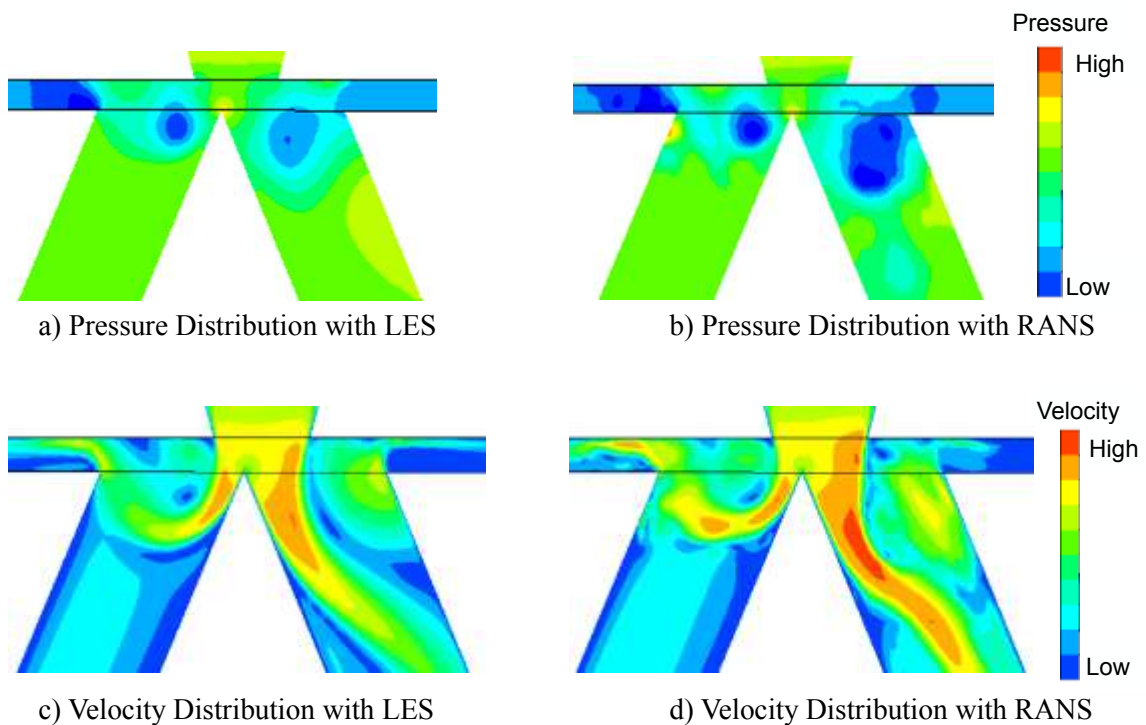
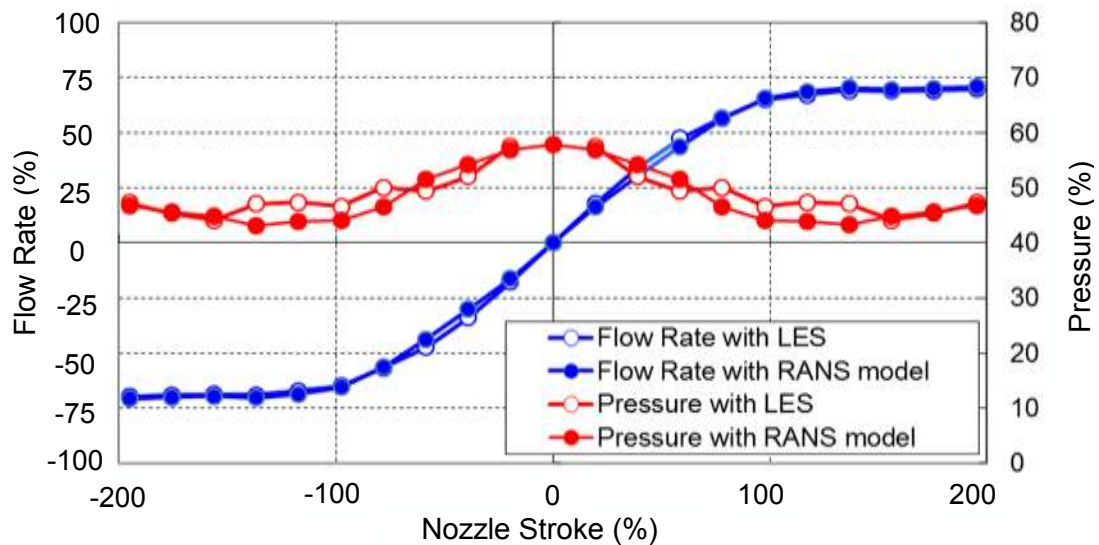
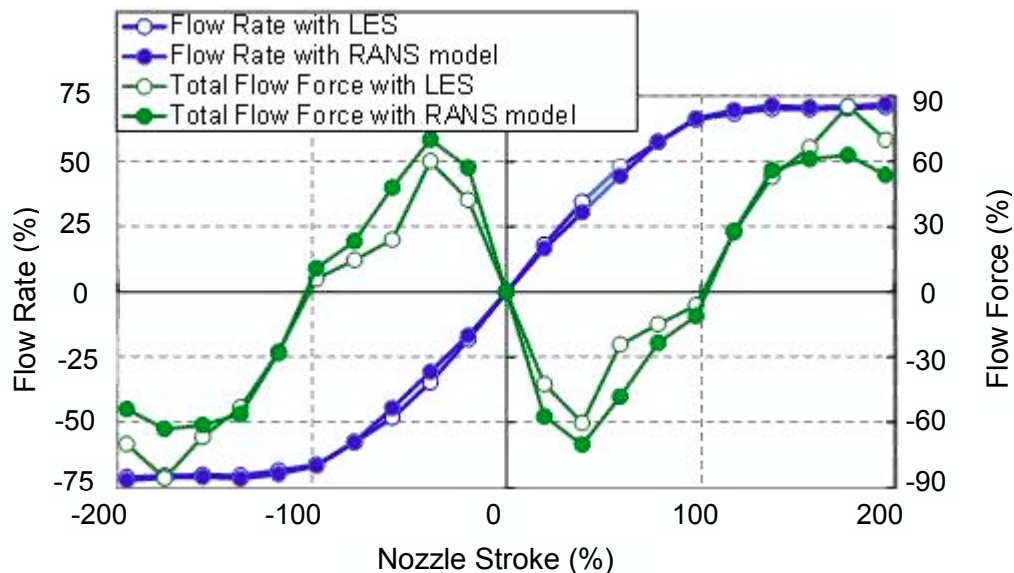


Figure 17 Analysis Result with LES and RANS model

次に定量的に、LESとRANSモデルの違いを比較する。流量特性と圧力を Figure 18 a)に、流量特性と流体力特性を Figure 18 b)に示した。流量特性について、LESとRANSモデルの差異は5%以内である。圧力については10%以内の差異である。流体力特性は、ほぼ一致している個所と最大20%の差異が発生している個所がある。圧力は質量をもたない物理量であり、乱流モデルにより予測結果がばらつく。流体力特性は、圧力と流速が影響するため、ばらつく傾向がある。解析精度と計算時間はトレードオフの関係であり、最大20%の差異は、計算時間を考えると許容範囲内である。



a) Flow Rate, Pressure and Nozzle Stroke



b) Flow Rate, Flow Force and Nozzle Stroke

Figure 18 Analysis Result with LES and RANS model

4.4 解析モデルと境界条件

対象とした油圧回路の 3D-CFD 解析モデルは、Figure 19 a)に示す破線に囲まれた範囲を解析領域とした。ノズルの圧力供給部(ノズル上流の配管)をインレットとし、タンクに排出される油路をアウトレットとした。ノズル回転角(θ)は、最大 10deg である。また、回転中心からノズル端面までの長さ L と回転角 θ の積によりノズルストローク S が得られる。本論文中においてノズル回転角および、ノズルストロークを百分率による無次元で表す。

流量は Figure 19 a)に示した壁面 穴の断面による流速の積分により算出した。圧力は、壁面 穴間の油路における圧力分布を平均化して求めた。流体力は、ノズル端面と外周円筒部が作動油の流れより受ける力と考え、ノズルの外周円筒部とノズル端面の圧力分布とせん断応力分布の面積積分による。Figure 19 b)に示した計算格子は、 Y^+ が 2 以下となるように生成した。

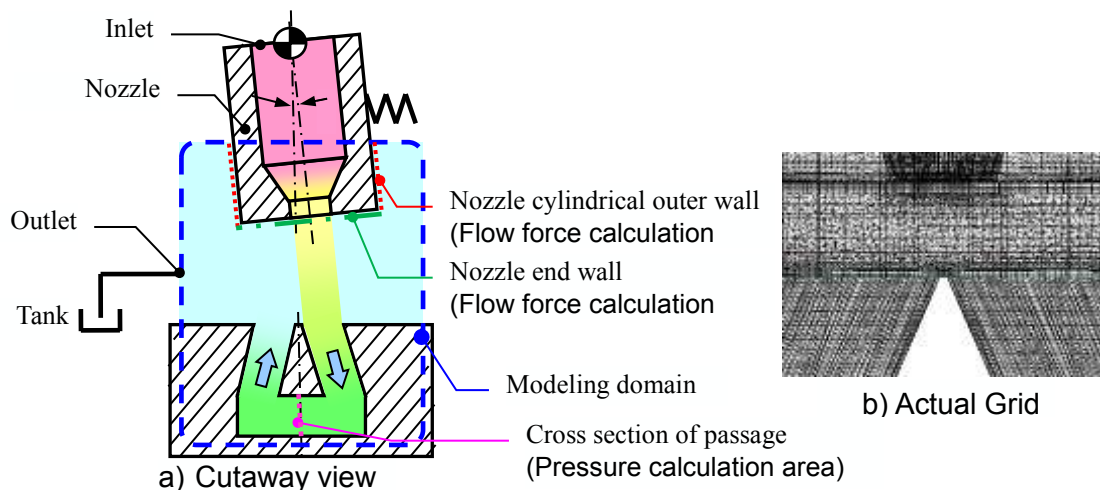


Figure 19 3D-CFD domain

4.4.1 計算格子

計算格子を Figure 20 に示した。計算格子生成に当たり、ノズルとレシーバ近傍の壁面の Y^+ が 2 以下になるように計算格子を生成した。また、アスペクト比が 80 以上、ひずみ度(理想的な四面体の頂点角度 60° から生成された格子の頂点角度との差異)が 0.98 以上になると計算の収束性が低下するため、アスペクト比は、50 程度、ひずみ度は、0.95 程度を目安として、計算格子を生成した。

また、格子節点数の変更により解析結果が変化しないように計算格子規模を設定した。これまでの経験より、重要な個所であるノズルとレシーバ、ノズルとレシーバ間のすき間の必要な節点数を決定した。

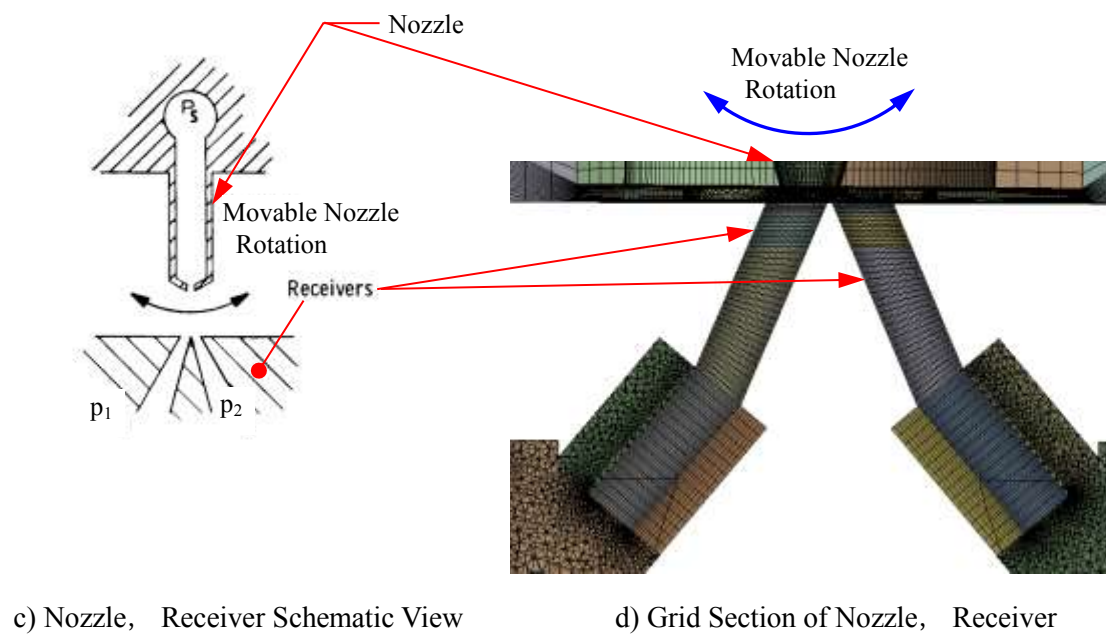
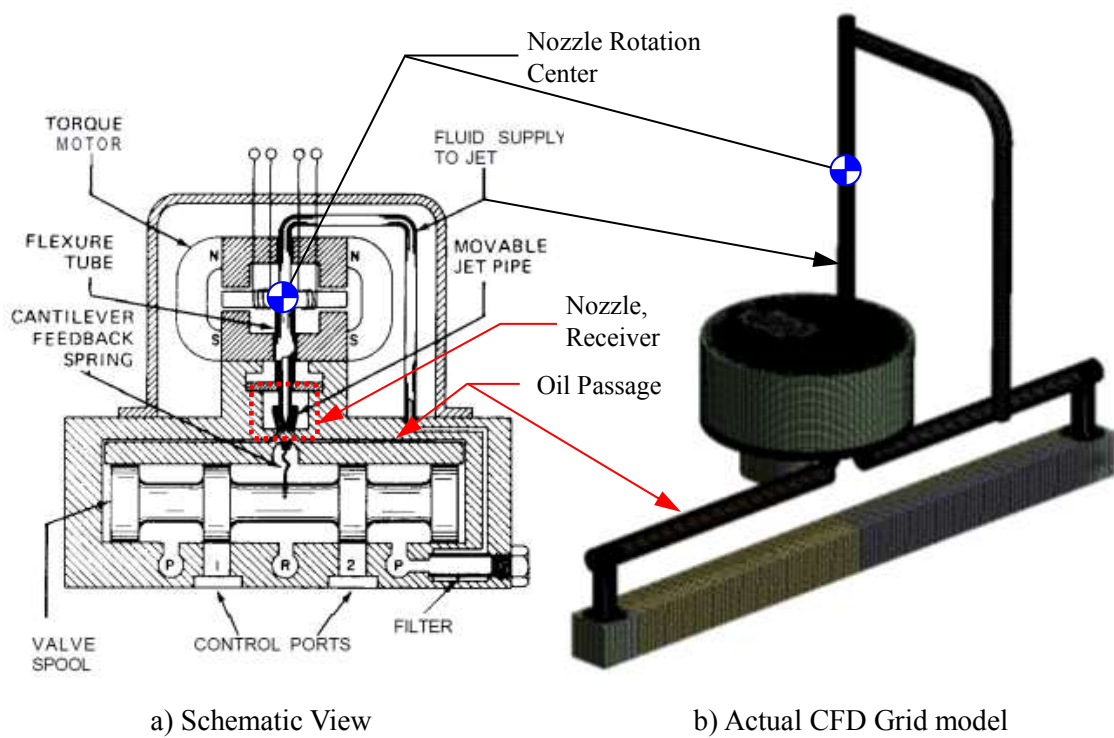


Figure 20 Grid Condition of Analysis Model

4.4.2 計算格子作成指針

計算格子の各部の規模を Figure 21 に示す. 全体の格子数の 80~90%をノズル, レシーバとノズルとレシーバ間のすき間の計算格子に割り当てた. 実験結果を解析結果と比較, フィードバックし, 精度向上を向上した結果, この程度の規模が必要となった.

配管, ノズル, レシーバの円形状箇所は, 構造格子として生成し, 計算精度向上とメッシュ数の削減による計算時間短縮を図った. また, 構造格子を生成するには, 断面が四角形状である必要があり, Figure 21 d)のように中心部を四角に区切った後, 放射状に扇状の区切りを作成した. さらに, 外周の壁面近傍は, 境界層となり, 節点数が必要となるため, 円周状に 1~2 層程度の区切りを作成した. また, コルモゴロフのスケーリング則より最小渦サイズを算出し, 最小格子サイズを決定した. Table 3 に格子生成基準をまとめた.

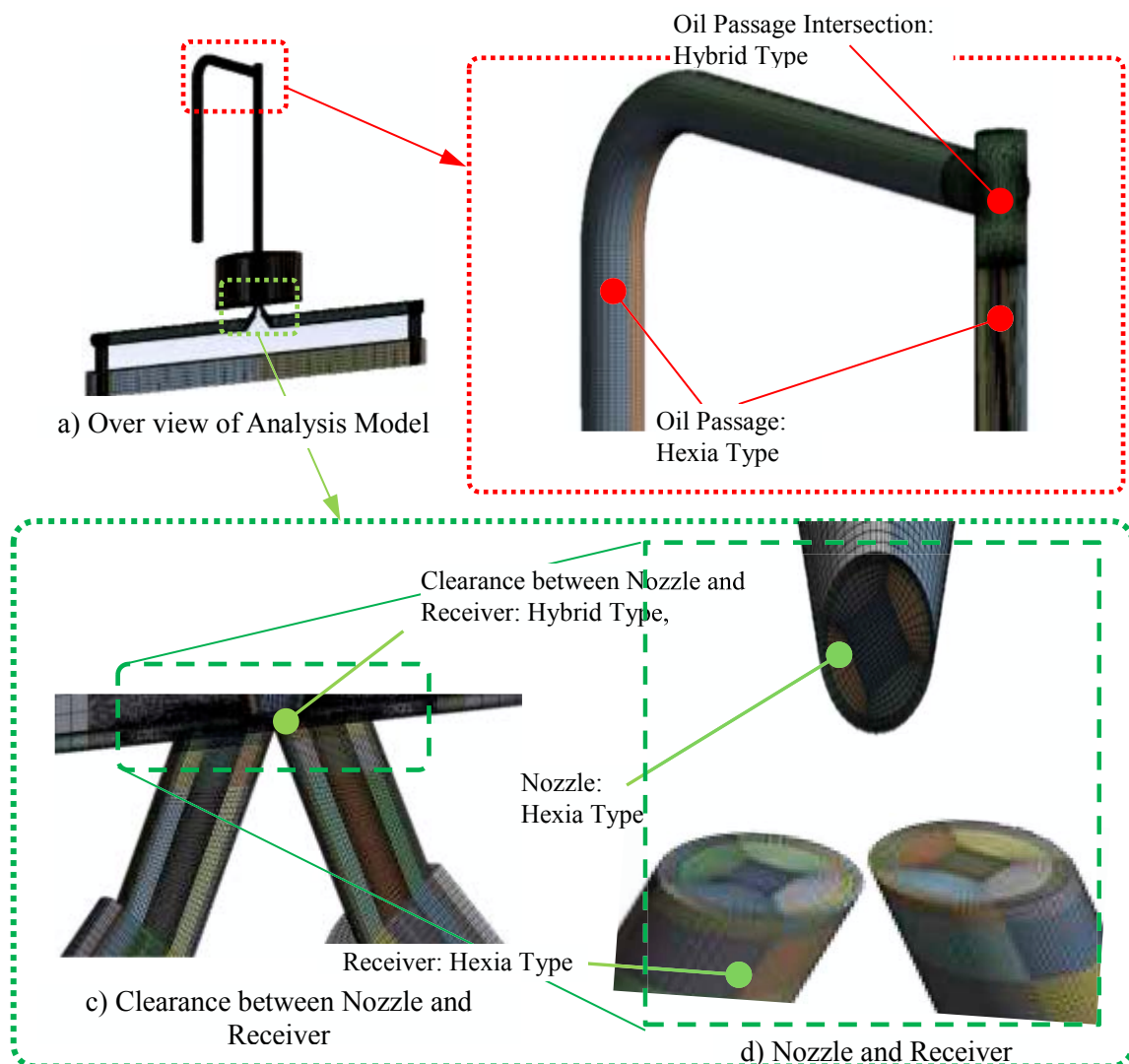


Figure 21 Calculation Grid Condition

Table 3 Calculation Grid Generating Condition

Nomenclature	Value
Aspect Ratio (All Element)	50 Maximum
Orthogonal Quality (All Element)	0.10 Minimum
Sqewness Quality (All Element)	0.95 Maximum

4.4.3 境界条件

境界条件を Figure 22 に示した。インレットは、ノズルに作動油を供給する配管の入口とし、Figure 22 に示すノズルとレシーバが作動油に浸されるキャビティからタンク(リターン)に戻る油路の出口をアウトレットとした。インレットとアウトレットに一定圧力を印加した。インレットとアウトレット以外の境界は壁面に設定した。一般的にインレットもしくは、アウトレットは流速にするべきであるが、あらかじめ入口流量、出口圧力と入口圧力、出口圧力と比較して同等の解が得られる事を確認している。よって、インレット、アウトレット共に境界条件は圧力とした。

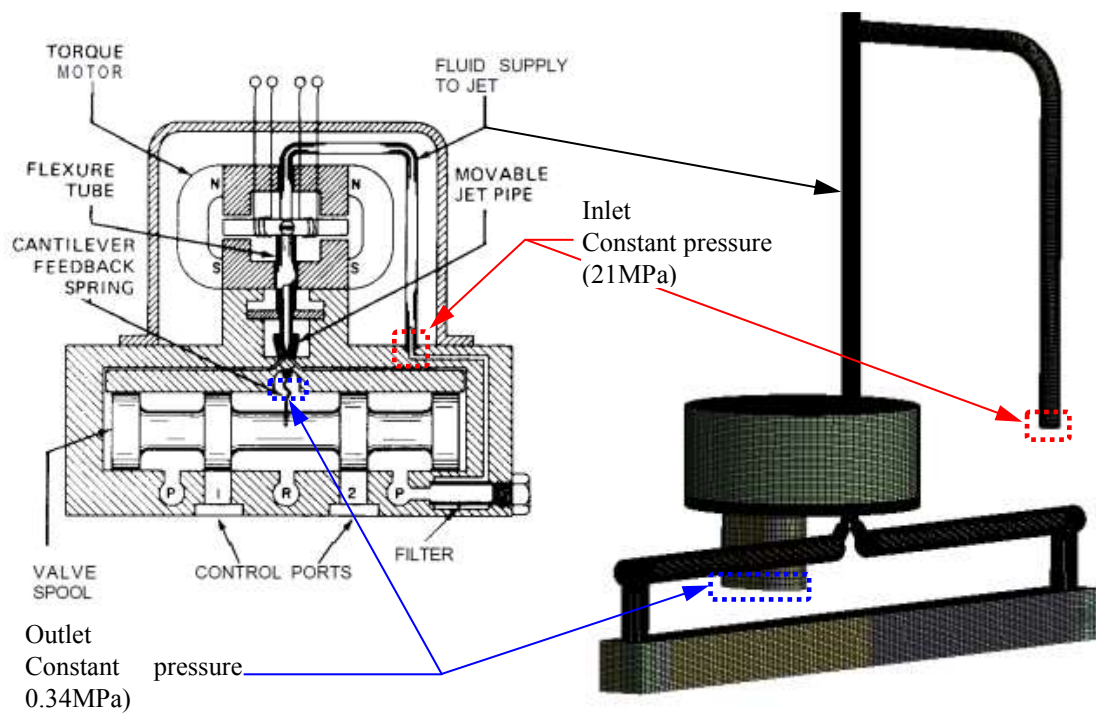


Figure 22 Boundary Condition of Analysis Model

5. パラメータの検討

ノズルとレシーバを組み合わせる 3D-CFD 解析を実施し、フローパターンの検討と3つの特性(流量特性、圧力特性、流体力特性)の解析と実験を実施した。

定常 3D-CFD 結果の圧力コンタと渦コアの可視化の一例を Figure 23 に示す。Figure 23 a)に示す中心部断面の圧力コンタと流速ベクトルを Figure 23 b)に示した。ノズル内部の壁面近傍の圧力分布は、左右で異なっており、周方向に変化していることがうかがえる。また、右側の壁面穴内部におけるフローパターンは、流入と流出が同時に発生している。左側のフローパターンには渦の巻きあがりが発生している。この渦は、Figure 23 c)より三次元の渦輪形状となっており、この形状は壁面と穴の位置関係により大きく影響することが分かった。以上の様に、ノズルから壁面穴に至る流れ場は、非常に複雑な流れとなっていることが分かる。

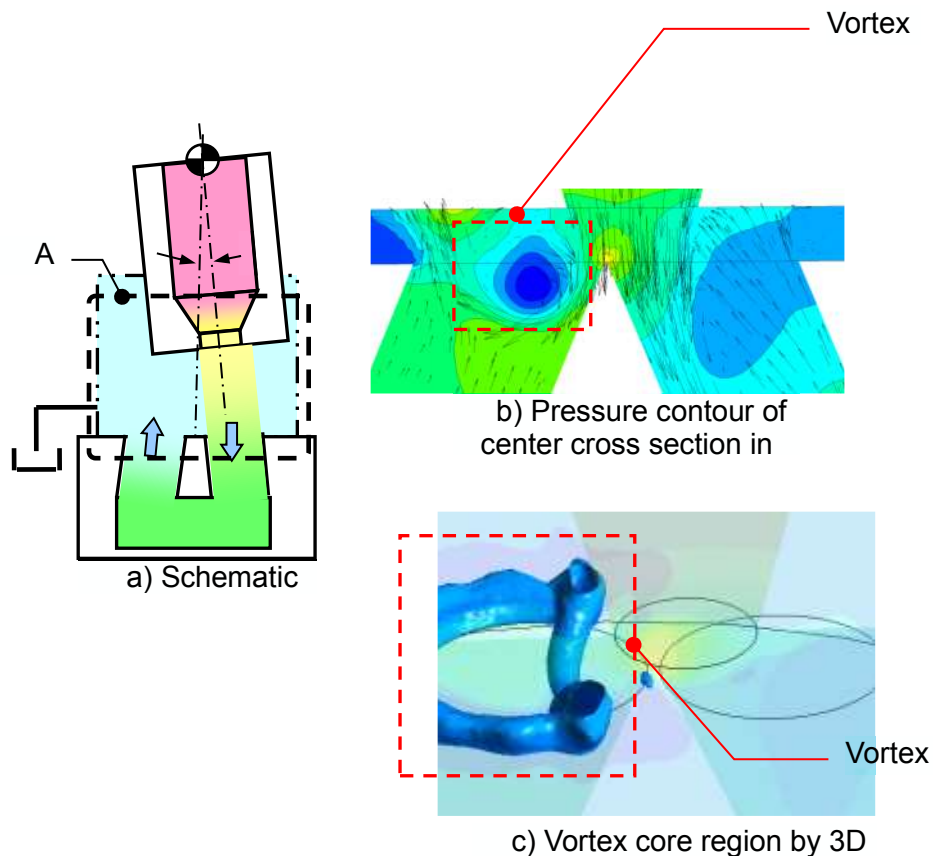


Figure 23 Typical steady state CFD analysis result (Pressure distribution, velocity vector and vortex core region)

5.1 3D-CFD 解析によるパラメータ・スタディ

本研究で対象としたジェットパイプ・バルブの性能評価を実施する必要がある。そこで、評価指標の設定と実験装置の製作に当たり、実験実施に適切なノズル設計のため、3D-CFD 解析を用いてパラメータ・スタディを行った。

5.1.1 ノズル形状とパラメータ

製作する実験装置に適切なノズルを設計するため、Figure 24 に示す三種類の形状を考え、パラメータ・スタディにより適切なノズルを選択する。ノズルの各パラメータを Table 4 に示す。

Figure 24 に示す寸法番号は、Table 4 の番号のパラメータと符合させた。

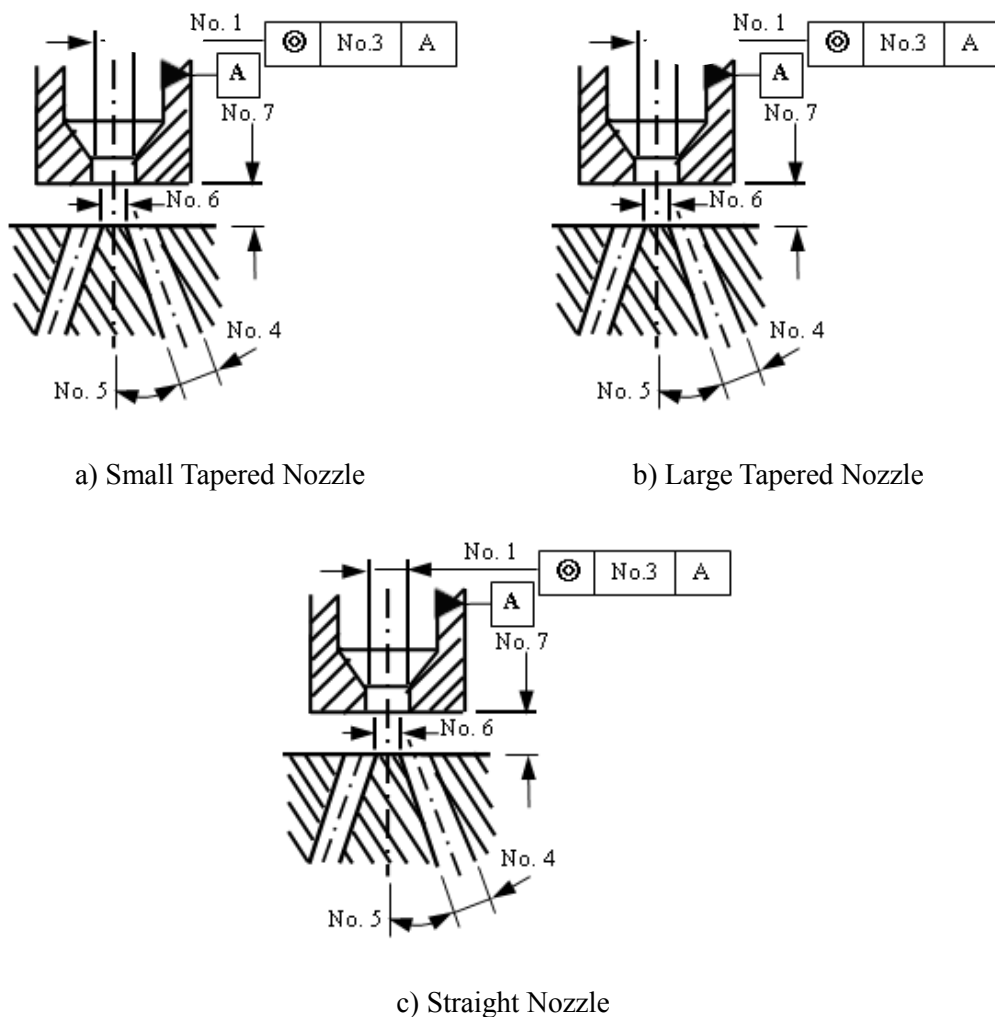


Figure 24 Three Type CFD Model of Parameter Study

Figure 24 a)は、特許などにおいて公知となっている情報から形状を設定した。ノズルの流量に対する粘性変化の影響を小さくするため二段階に形状変化する形状となっている(以下、小テーパノズル)

Figure 24 b)は, a)を基本として, 村上 (1965a, 1965b)らの研究より, ノズル内部の二段階に形状変化する箇所角部形状がなだらかに変化するように角 R を設けた. また, ノズル内部のフローパターンが滑らかになるようにノズル内部の角度を設定した. 滑らかなフローパターンを検討するため, 「流れ関数(ψ)と渦度を連立し(渦度・流れ関数法), 差分法」による数値解析を用いた(表計算ソフト, エクセルを用いて計算を実施).

$$\text{流れ関数: } u = -\frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad (42)$$

$$v = \frac{\partial \psi}{\partial x} \quad (43)$$

$$\text{渦度: } \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} = 0 \text{ (渦なし)} \quad (44)$$

式(42), (43), (44)を連立し, 式(45)が得られる.

$$\frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} = 0 \quad (45)$$

ノズルによる流線が絞られる形状を簡便な数値解析により算出するには, Figure 25 に示す様にモデル化する. a)の主流に対して b)の様に垂直方向からの流れを与える. その結果, c)の様に主流が絞られる流れが得られる. この境界条件を渦度・流れ関数法の簡便な数値解析に導入して数値解を得る.

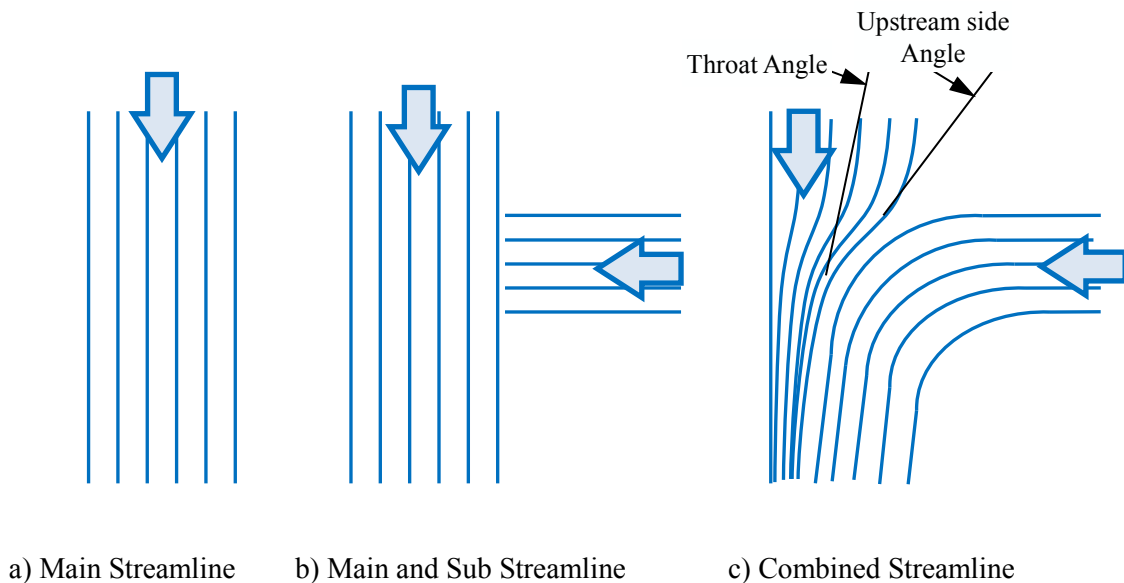


Figure 25 Schematic View of Analysis Plan

作動油の流れの流線が滑らかに絞られ流線を得るため、以上の境界条件を与えた解析結果を Figure 26 に示す。紙面上側と右側に流速分布を入力した。

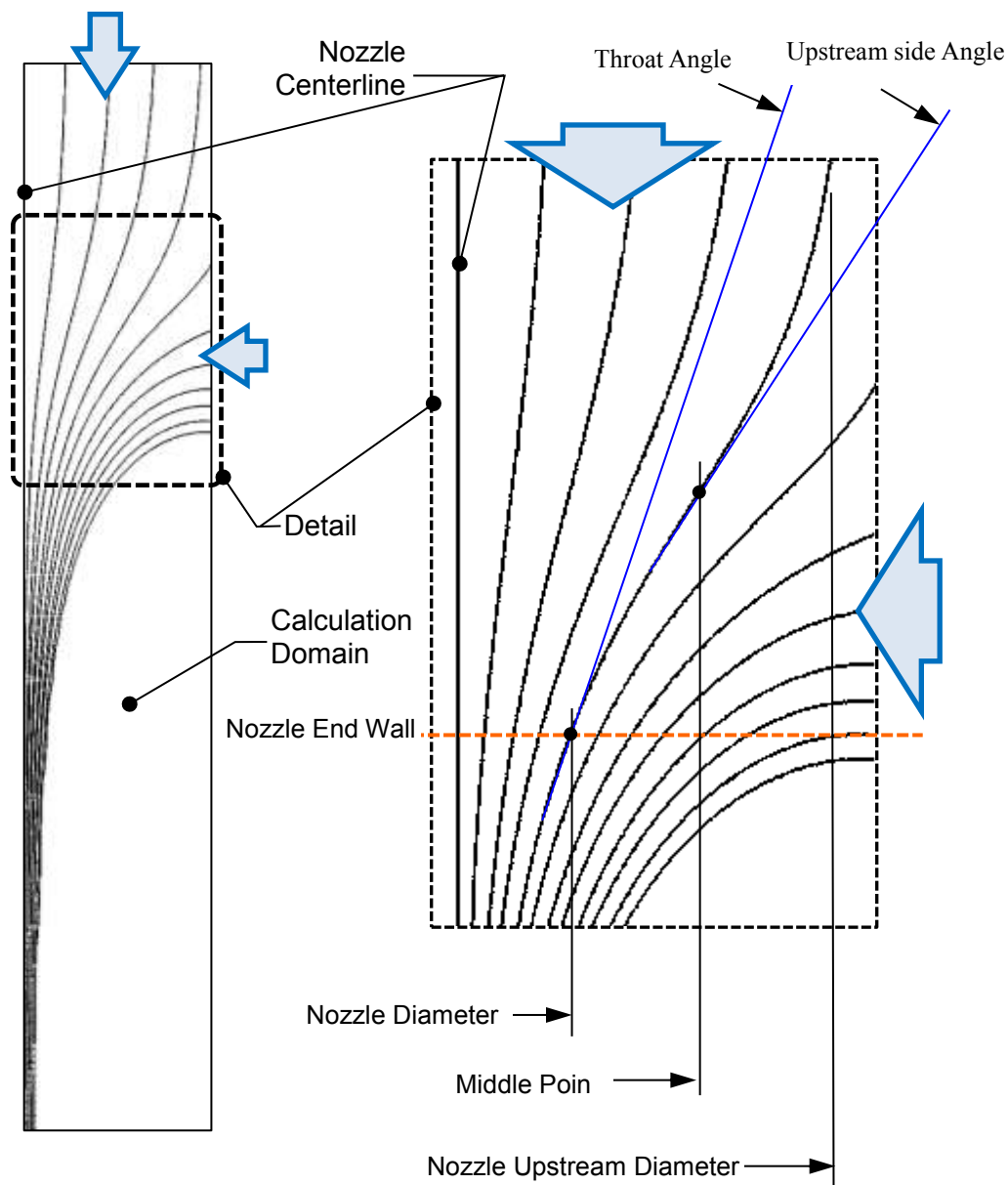


Figure 26 Determined Nozzle Inner Shape by Simplified Numerical Analysis

Figure 26 より、ノズル直径部流線の接線角度からノズルスロート部角度、ノズル上流部直径とノズル直径の中間ポイントにおける流線の接線角度から上流側角度を決定した。（以下、ラージテーパノズル）

最後に Figure 24 c)は、最も製造コストが低い円筒絞りによる形状とした。（以下、ストレートノズル）

Table 4 Parameter List for Nozzle and Receiver Dimension

No	Dimension Name	Small Tapered Nozzle		Large Tapered Nozzle		Straight Nozzle	
		Nominal	Maximum Tolerance	Nominal	Maximum Tolerance	Nominal	Maximum Tolerance
1	Nozzle Dia.	Baseline	1.20 times Baseline	Baseline	1.20 times Baseline	Baseline	1.20 times Baseline
2	Tapered Angle	Baseline	1.05 times Baseline	Large	1.05 times Baseline	NA	NA
3	Concentricity Tolerance	No	Yes	No	Yes	No	Yes
4	P ₁ Side Receiver Dia.	Baseline	0.95 times Baseline	Baseline	0.95 times Baseline	Baseline	0.95 times Baseline
	P ₂ Side Receiver Dia.		1.05 times Baseline		1.05 times Baseline		1.05 times Baseline
5	P ₁ Side Receiver Angle	Baseline	0.95 times Baseline	Baseline	0.95 times Baseline	Baseline	0.95 times Baseline
	P ₂ Side Receiver Angle		1.05 times Baseline		1.05 times Baseline		1.05 times Baseline
6	Length between Receiver Holes	Baseline	1.05 times Baseline	Baseline	1.05 times Baseline	Baseline	1.05 times Baseline
7	Nozzle, Receiver Clearance	Baseline	1.05 times Baseline	Baseline	1.05 times Baseline	Baseline	1.05 times Baseline

さらに、最大寸法公差のノズルとレシーバの 3D-CFD モデルは、ノズルの製造不良を想定して、バラツキの影響を考慮できるように、ノズル穴のエッジに Figure 27 に示す切欠きを設けた

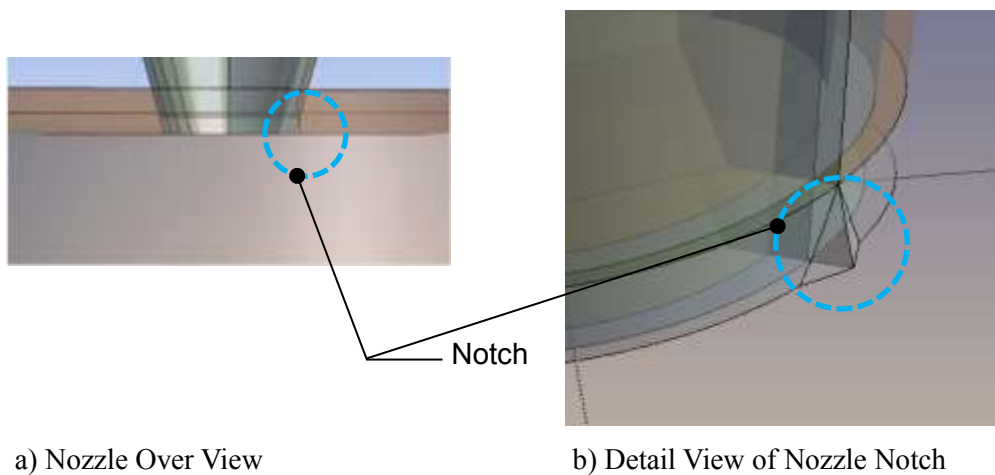


Figure 27 Maximum Tolerance Model of Three Type Nozzle

5.1.2 解析結果の一例

Figure 28 に標準的な 3D-CFD 解析結果の一例を示す. また, 2.2 項に示した流量特性, 圧力特性, 流体力特性を次項以降にまとめる. さらに, 対象とした回路の効率を考えるため, どのように 3D-CFD 解析結果をまとめるのが適切か検討する. ノズルのジェットの流量と流量特性, ジェットの運動量とレシーバを流れる作動油の運動量, ジェットの運動量と流体力特性により結果をまとめる.

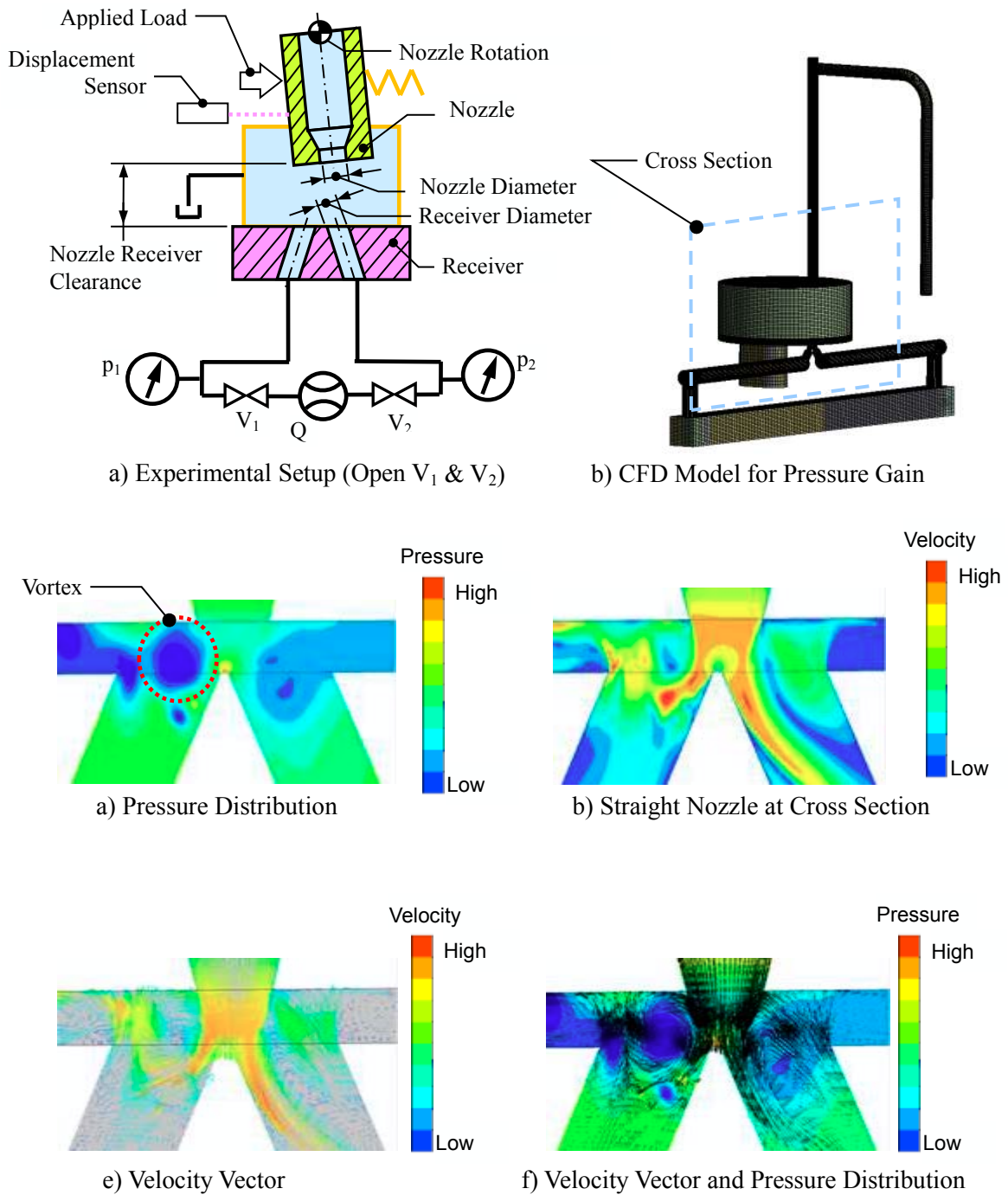


Figure 28 Typical Flow Gain Analysis with Parameter Study

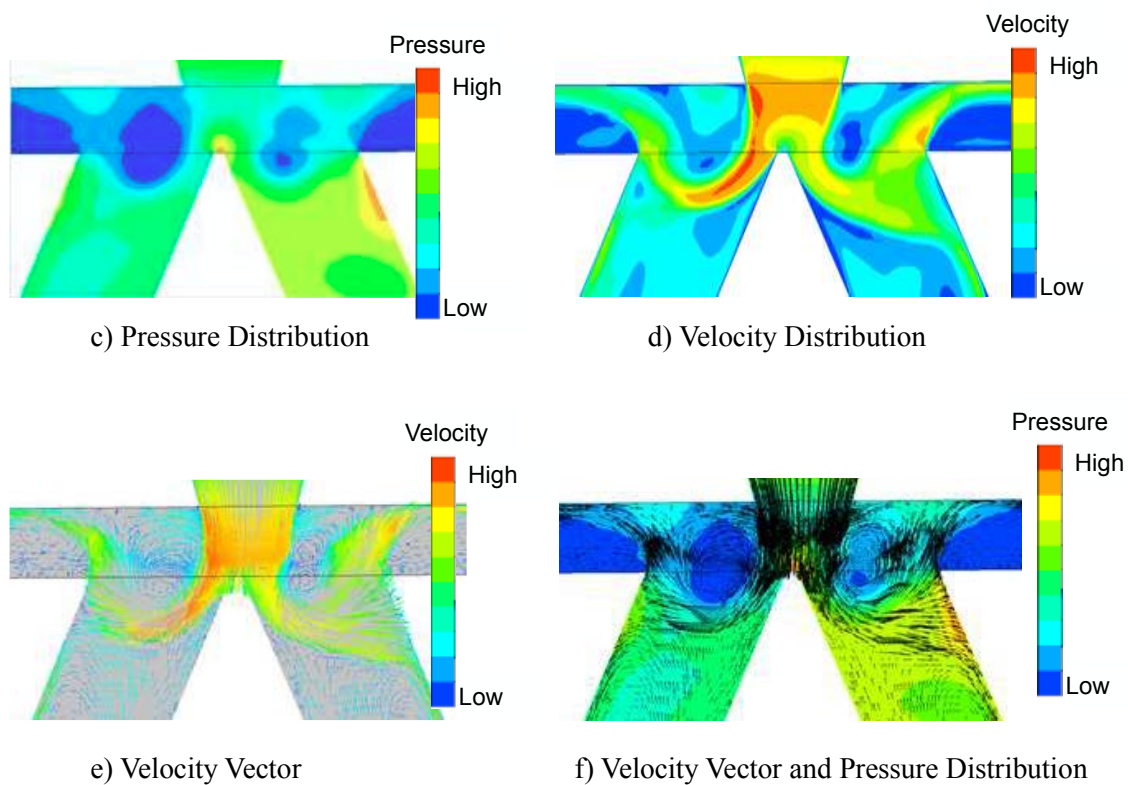
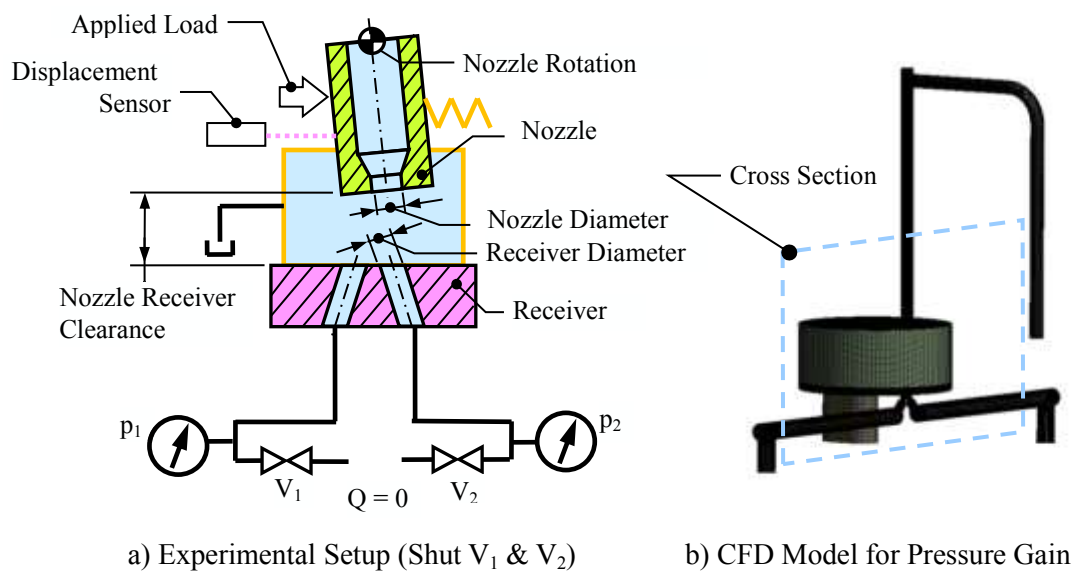


Figure 29 Typical Pressure Gain Analysis with Parameter Study

5.1.3 流量特性

Figure 30～Figure 32 にスモールテーパノズル、ラージテーパノズル、ストレートノズルの流量特性を示した。図中の青色(製造誤差なし)と赤色(製造誤差 最大)に差異が発生しており、流量特性は、製造誤差に影響する。ノズル ストロークエンド付近のバラツキは、ストレートノズルが最も小さい。ノズル内部がテーパで構成されるスモールとラージテーパノズルに比べて、円筒絞りとなるストレートノズルは、ノズル内部の製造誤差(円筒度)の影響が小さい。

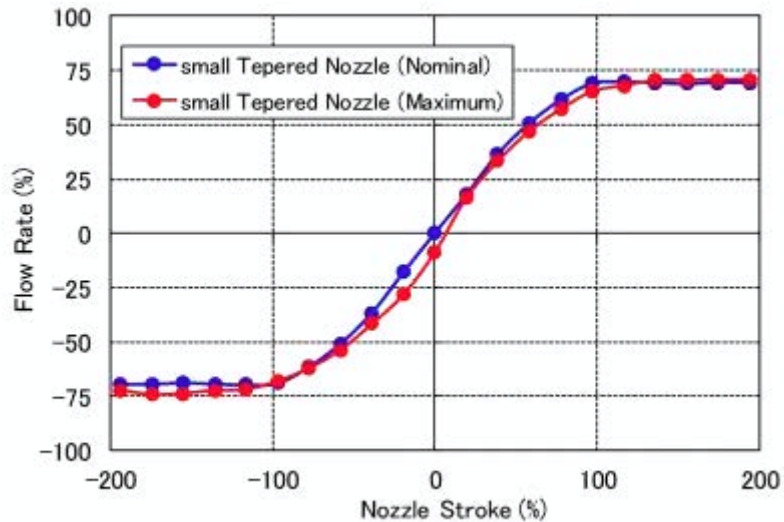


Figure 30 Flow Rate Characteristics for Small Tapered Nozzle Analysis Result

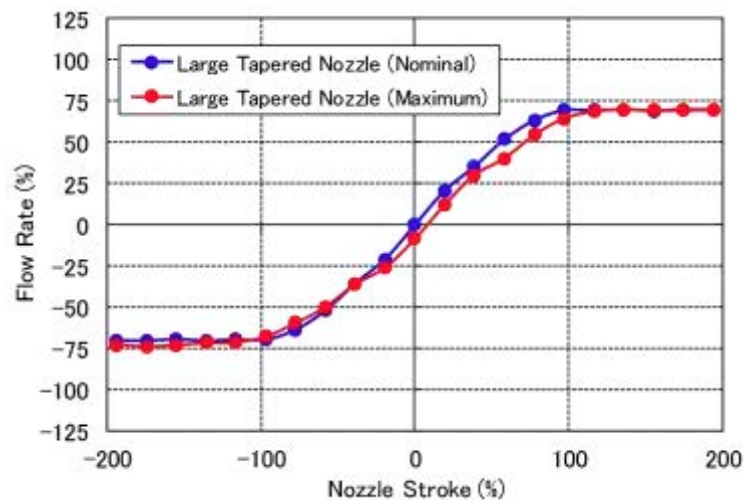


Figure 31 Flow Rate Characteristics for Large Tapered Nozzle Analysis Result

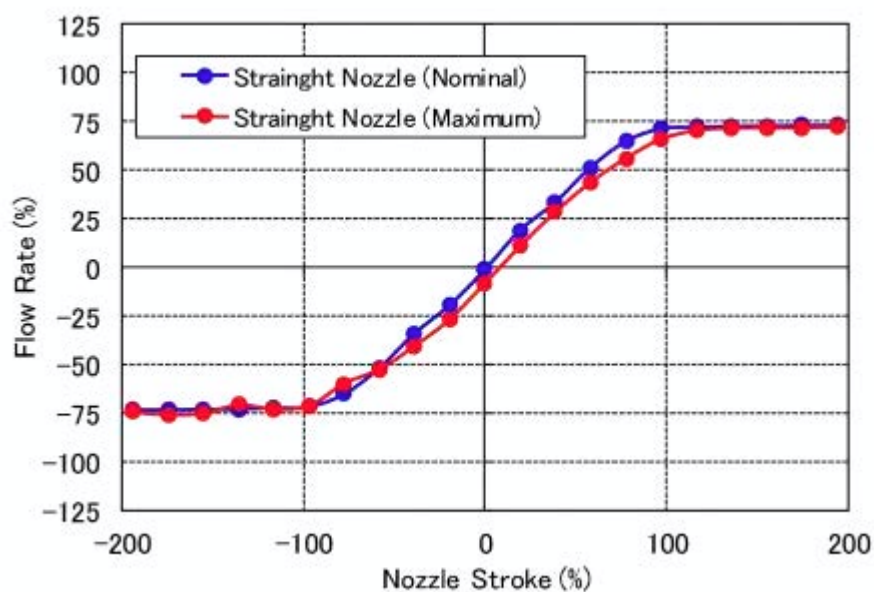


Figure 32 Flow Rate Characteristics for Straight Nozzle Analysis Result

Table 5 に三種類のノズルにおける製造誤差による流量ゲインと、最大流量の影響をまとめた。その結果、流量ゲインが最も高くなるのは、スモールテーパノズルだが、製造誤差による影響が大きい。一方、製造誤差に対するバラツキが最小で安定した条件は、ラージテーパノズルの場合である。

Table 5 Null Flow Gain and Maximum Flow Rate each Condition

Condition	Small Tapered		Large Tapered		Straight	
	Nominal	Maximum	Nominal	Maximum	Nominal	Maximum
Null Flow Gain (%/%)	100	134	111	111	108	102
Difference[%]	1.25		0.01		0.23	
Maximum Flow Rate (%/%)	100	106	100	105	102	108
Difference[%]	6		5		6	

5.1.4 圧力特性

Figure 33～Figure 35 にスモールテーパ、ラージテーパノズル、ストレートノズルの圧力特性を示した。図中の青色(製造誤差なし)と赤色(製造誤差 最大)に差異が発生しており、圧力特性は、製造誤差に影響する。ノズル ストロークエンド付近のバラツキは、ストレートノズルが最も小さい。ノズル内部がテーパで構成されるスモール、ラージテーパノズルに比べて、円筒絞りとなるストレートノズルは、ノズル内部の製造誤差(円筒度)の影響が小さい。

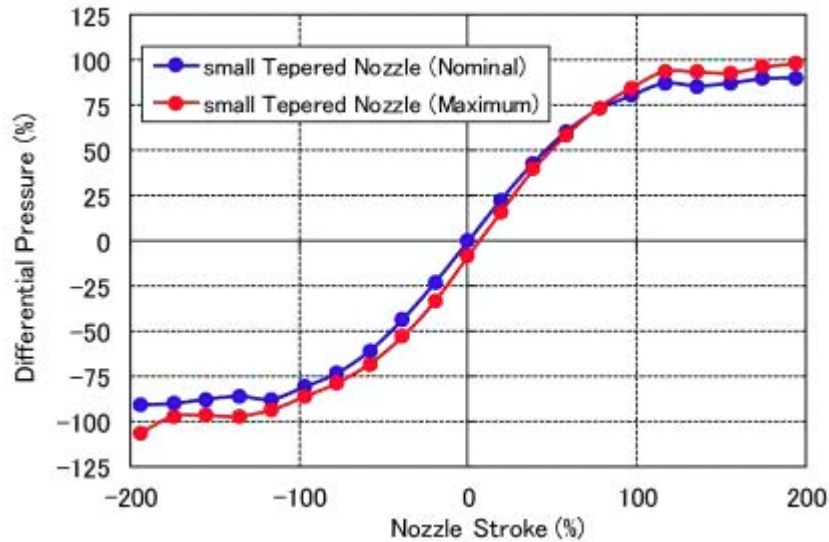


Figure 33 Pressure Characteristics for Small Tapered Nozzle Analysis Result

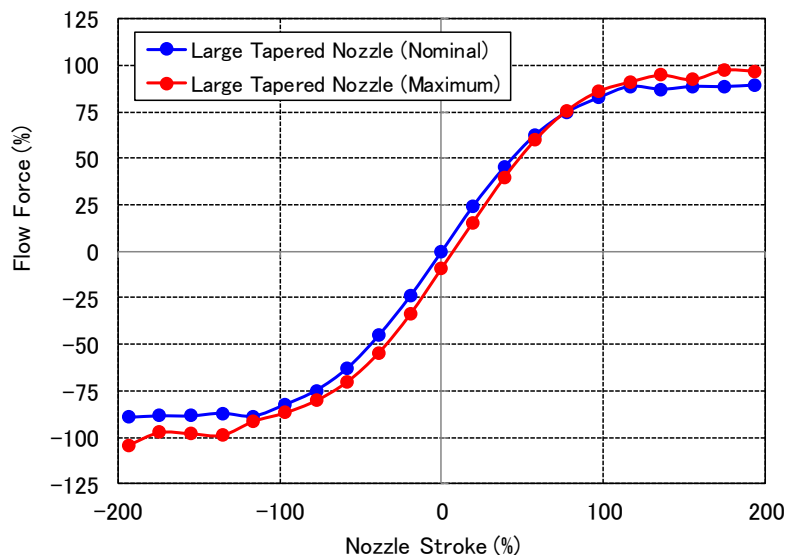


Figure 34 Pressure Characteristics for Large Tapered Nozzle Analysis Result

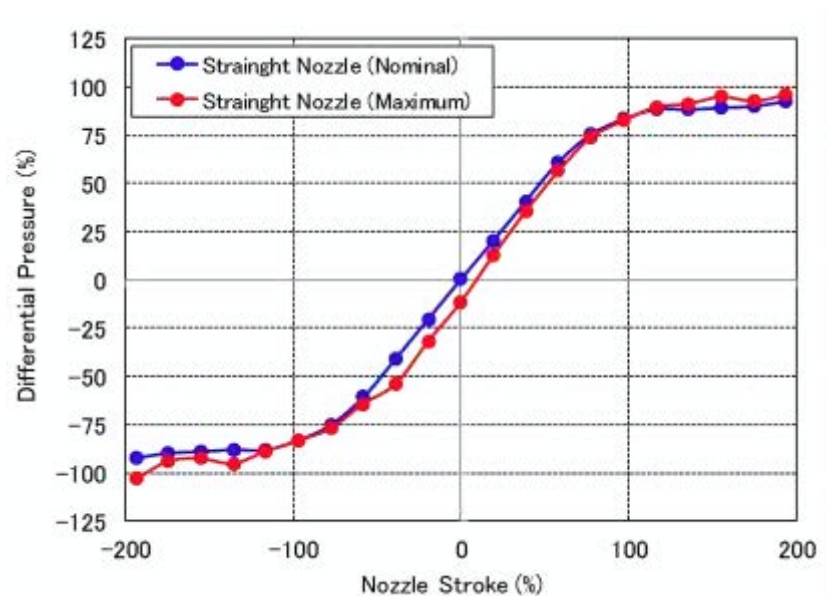


Figure 35 Pressure Characteristics for Straight Nozzle Analysis Result

Table 6 に三種類のノズル製造誤差の有無による圧力ゲインと、最大圧力のバラツキをまとめた。その結果、圧力ゲインが最大かつ、製造誤差によるバラツキが最小な条件は、ラージテーパノズルである。また、最大発生圧力についてもラージテーパノズルが最大である。

Table 6 Null Pressure Gain and Maximum Pressure each Condition

Condition	Small Tapered		Large Tapered		Straight	
	Nominal	Maximum.	Nominal	Maximum.	Nominal	Maximum.
Null Press Gain (% / %)	100	109	107	109	90	106
Difference[%]	9		2		16	
Maximum Press [%]	100	111	101	113	101	109
Difference [%]	11		12		8	

5.1.5 流体力特性

Figure 36～Figure 38 にスモール、ラージテーパノズル、ストレートノズルの圧力特性を示す。図中の青色（製造誤差なし）と赤色（製造誤差 最大）に差異が発生しており、流体力特性は、製造誤差に影響する。三種類のノズルに対して製造誤算の有無による差異がほかの特性に比べて最大となり、製造誤差の影響を受けやすい。製造誤差に対して安定なノズルを設計するためには、流体力特性について十分な考慮が必要である。

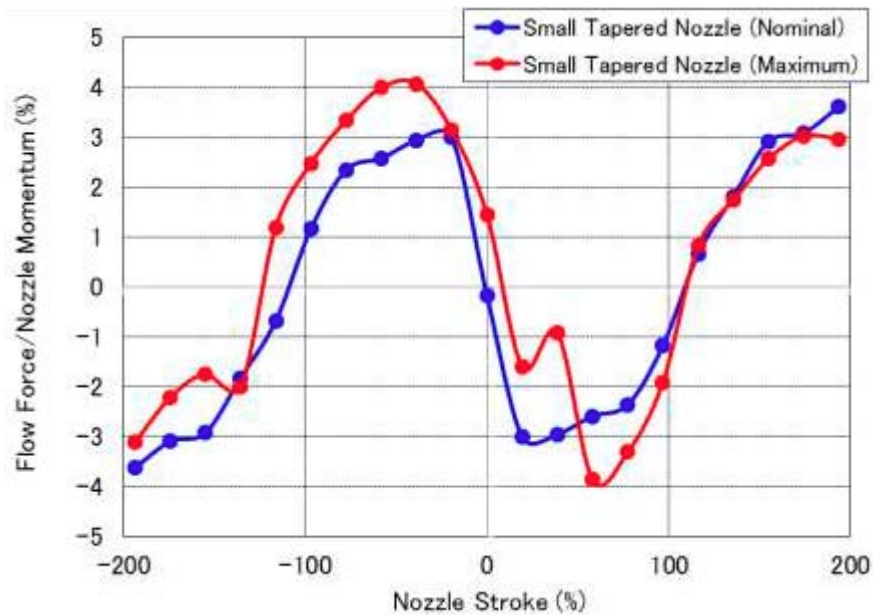


Figure 36 Flow Force Characteristics for Small Tapered Nozzle Analysis Result

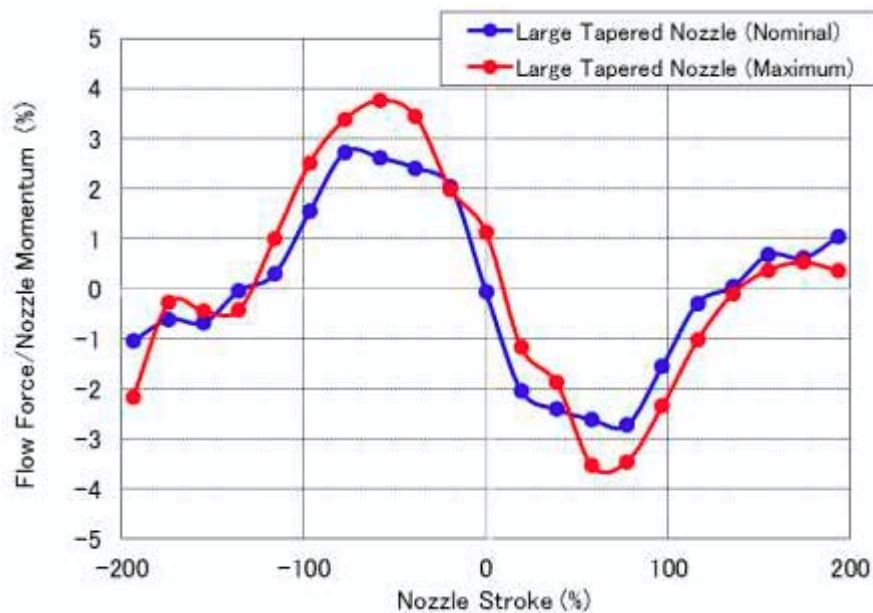


Figure 37 Flow Force Characteristics for Large Tapered Nozzle Analysis Result

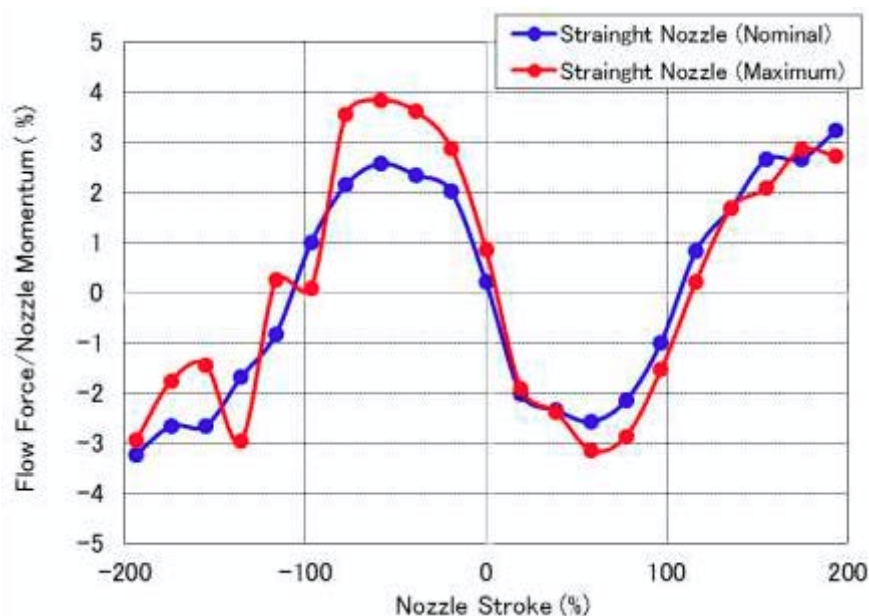


Figure 38 Flow Force Characteristics for Straight Nozzle Analysis Result

Table 7 に三種類のノズルの寸法が製造誤差の有無の違いによるノズルストローク中立における流体力の変化率と、最大流体力をまとめた。その結果、流体力の変化率の最小条件は、ラージテーパノズルである。製造誤差によるバラツキが最小なノズルは、スモールテーパノズルである。また、流体力が最小なノズルはラージテーパノズルである。

Table 7 Null Flow Force Gain and Maximum Flow Force each Condition

Condition	Small Tapered		Lage Tapered		Straight	
	Nominal.	Maximum.	Nominal.	Maximum.	Nominal.	Maximum.
Null Flow Force Force (%/%)	100	124	69	95	59	116
Difference (%)	24		26		57	
Maximum Flow Force (%)	100	176	92	163	87	170
Difference (%)	76		71		83	

5.1.6 ノズルのジェットの流量と流量特性

ノズルが噴射するジェットの流量を 100%として、レシーバがジェットを受受する流量を比較する。レシーバが授受する流量とノズルの流量の比はノズルとレシーバの効率と考えられる。Figure 39～Figure 41 にスモール、ラージテーパノズル、ストレートノズルのノズル流量とレシーバが授受する流量比率の特性を示す。三種類のノズルとも同様な傾向であり、製造誤差がない場合、70%以上の効率が得られている。製造誤差がある場合においても 60%以上の効率となる。最大流量について、ノズルの内部形状差の影響は小さい。

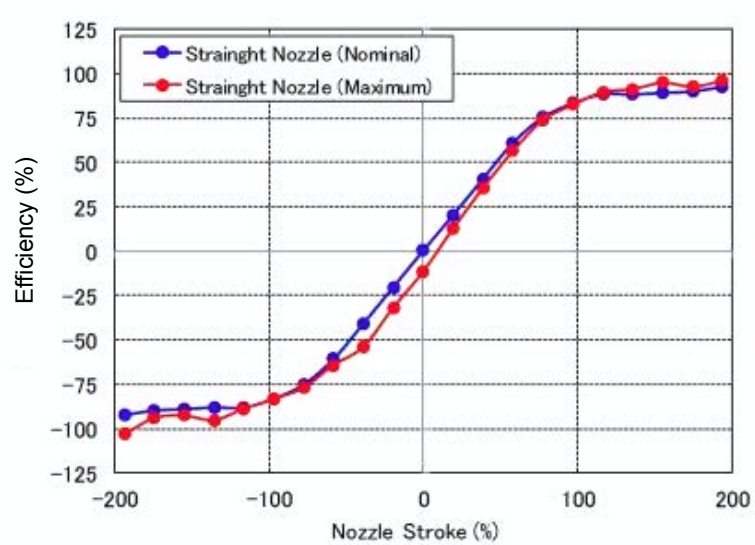


Figure 39 Efficiency of Flow Rate for Small Tapered Nozzle Analysis Result

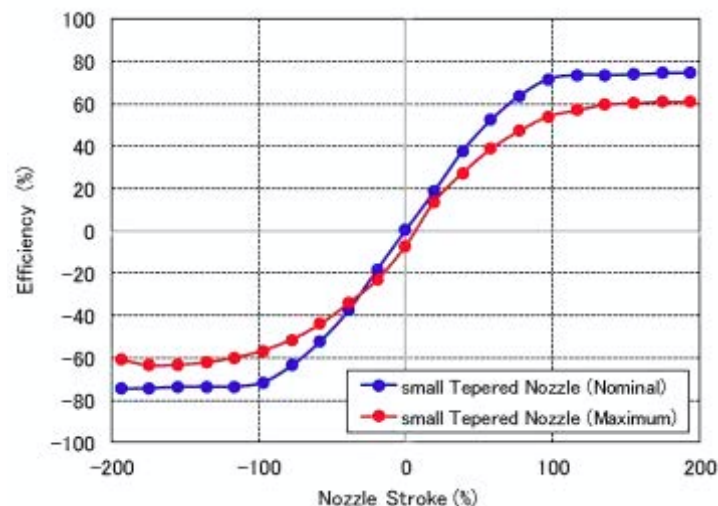


Figure 40 Efficiency of Flow Rate for Large Tapered Nozzle Analysis Result

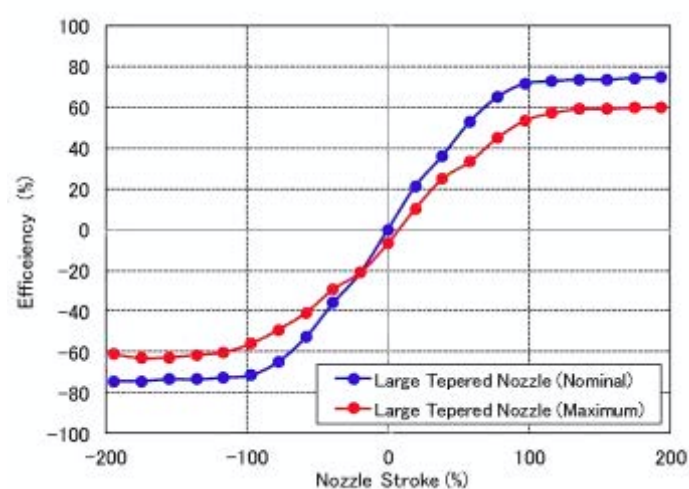


Figure 41 Efficiency of Flow Rate for Straight Nozzle Analysis Result

さらに、Table 8 に三種類のノズル寸法について製造誤差の有無と流量の最大効率をまとめた。その結果、流量の効率が最も高い条件は、ストレートノズルである。製造誤差によるバラツキが最小なノズルは、スモールテーパーノズルである。

Table 8 Maximum Efficiency of Flow Rate each Condition

Condition	Small Tapered		Large Tapered		Straight	
	Nominal.	Maximum	Nominal.	Maximum	Nominal	Maximum
Maximum Efficiency of Flow Rate (%)	73.5	60.8	73.4	59.5	74.9	58.4
Difference [%]	12.7		13.9		16.5	

5.1.7 ジェットの運動量とレシーバの流れの運動量

ジェットの運動量とレシーバを流れる作動油の運動量を用いて圧力エネルギーと速度エネルギーに変換されるノズルの運動量の効率を考える. Figure 42～Figure 44 にスモール, ラージテーパノズル, ストレートノズルとレシーバの運動量を示す. ノズル形状による影響が小さく, ノズルが発生する運動量の 30%程度がレシーバの運動量となる. 5.1.6 項にて, ノズルの流量に対してレシーバは 70%程度の流量を受け取っているため, 40%程度の運動エネルギーが圧力エネルギーに変換される.

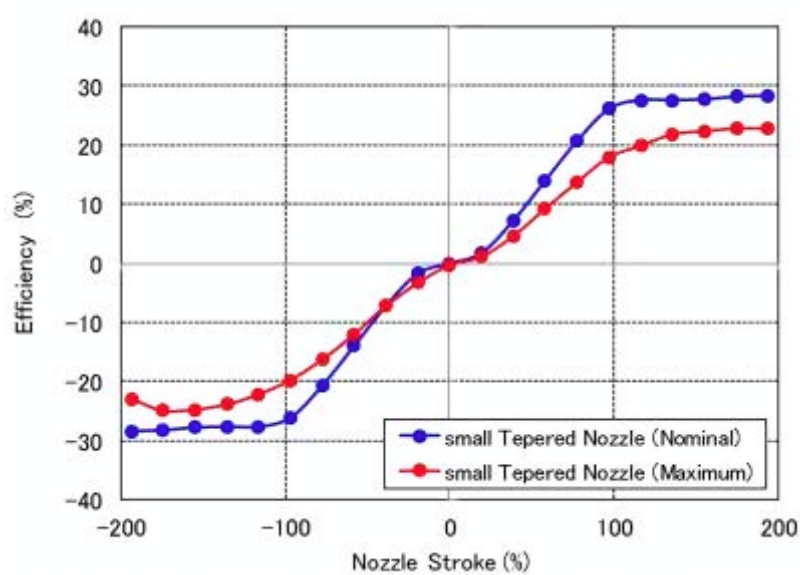


Figure 42 Efficiency of Momentum for Small Tapered Nozzle Analysis Result

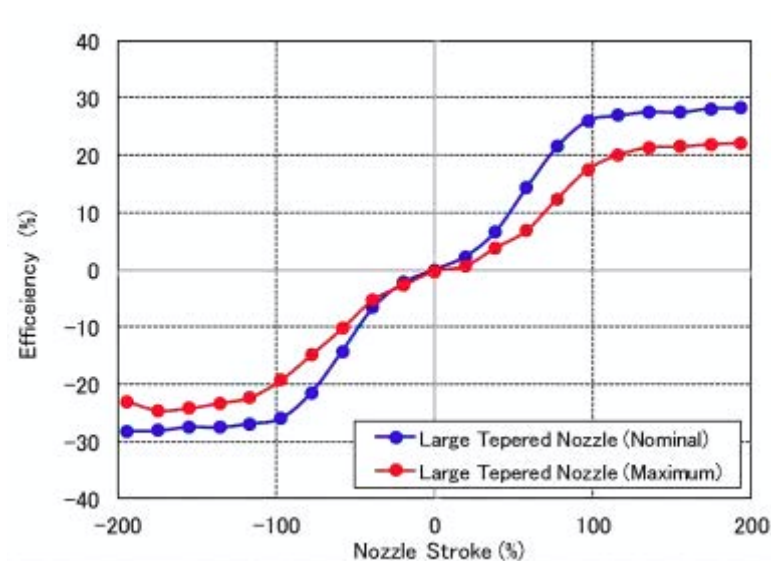


Figure 43 Efficiency of Momentum for Large Tapered Nozzle Analysis Result

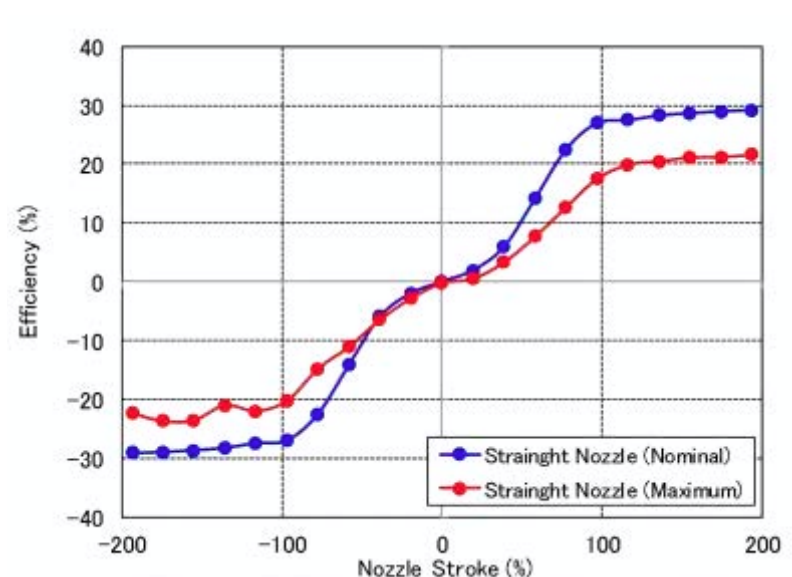


Figure 44 Efficiency of Momentum for Straight Nozzle Analysis Result

Table 9 に三種類のノズル寸法について製造誤差の有無とノズルの運動量に対するレシーバの運動量をまとめた. その結果レシーバの運動量が最も高い条件は, ストレートノズルである. 製造誤差によるバラツキが最小なノズルは, スモールテーパノズルである.

Table 9 Maximum Efficiency of Receiver and Nozzle Momentum each Condition

Condition	Small Tapered		Large Tapered		Straight	
	Nominal.	Maximum.	Nominal.	Maximum.	Nominal.	Maximum.
Maximum Efficiency of Flow Rate (%)	27.8	22.8	27.5	21.9	29.0	21.2
Difference between with and without Tolerance	5.0		5.6		7.8	

5.1.8 ジェットの運動量と流体力特性

Figure 45～Figure 47 にスモール、ラージテーパノズル、ストレートノズルとレシーバの運動量を示す。ジェットの運動量とノズルが受ける流体力を比較すると、流体力は、ノズルのジェットが持つ運動量の 4% 程度となる。流体力は、ノズル形状による影響が小さい。

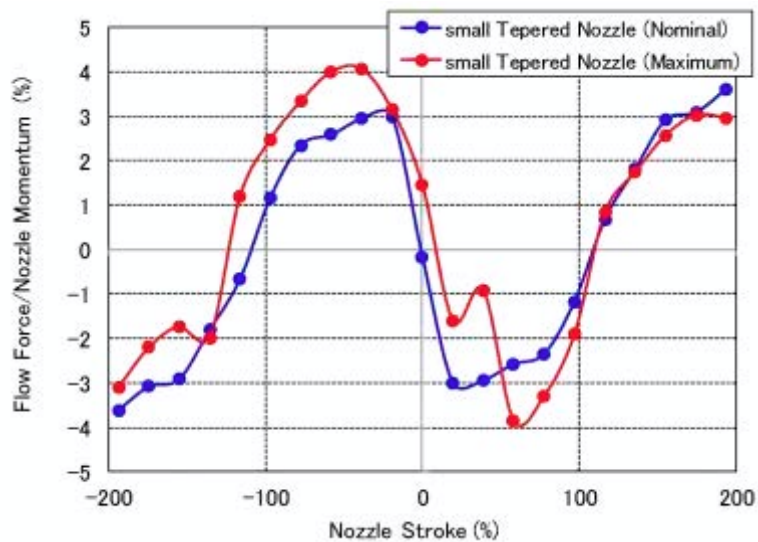


Figure 45 Jet Momentum and Flow Force Characteristics for Small Tapered Nozzle Analysis
Result

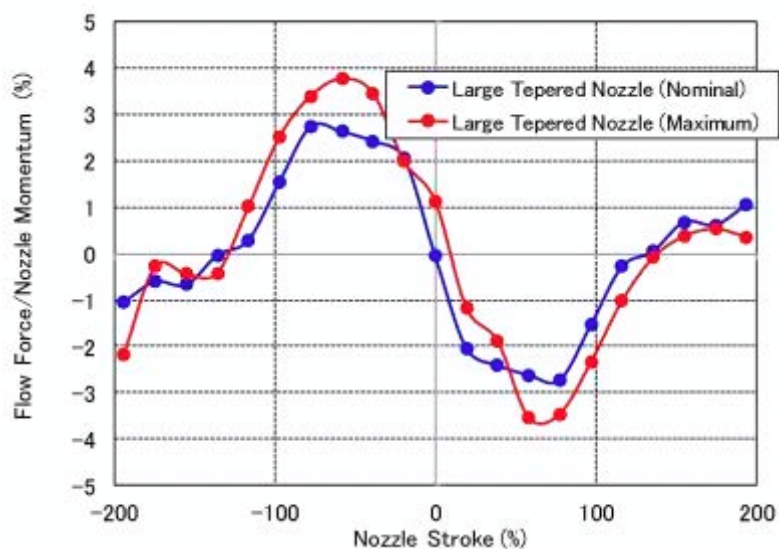


Figure 46 Jet Momentum and Flow Force Characteristics for Large Tapered Nozzle Analysis
Result

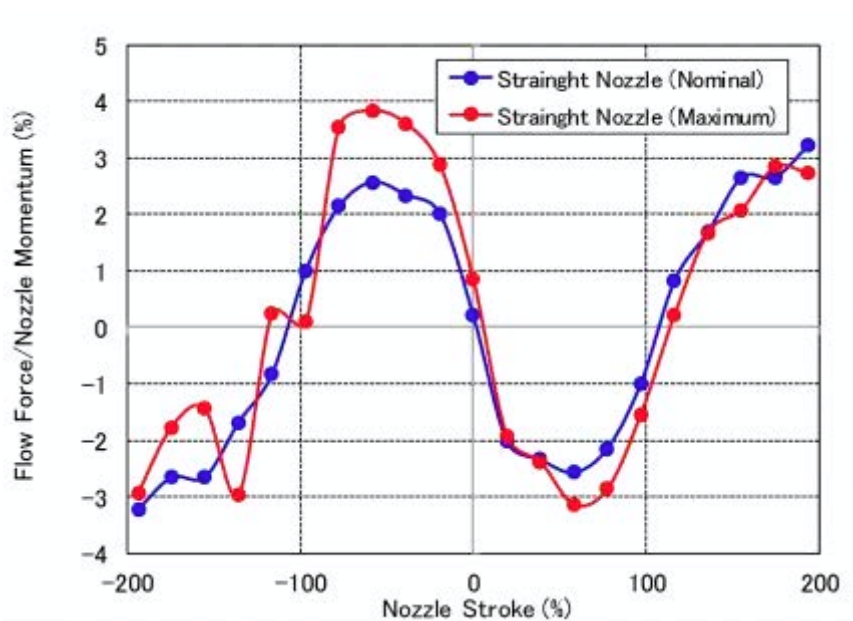


Figure 47 Jet Momentum and Flow Force Characteristics for Straight Nozzle Analysis Result

Figure 14 に三種類のノズル寸法について製造誤差の有無とノズルの運動量に対するノズルの流体力をまとめた. その結果ノズルの流体力が最小, かつ製造誤差によるバラツキが最小なノズルはラージテーパノズルである.

Table 10 Maximum Flow Force/Nozzle Momentum each Condition

Condition	Small Tapered		Large Tapered		Straight	
	Nominal.	Maximum.	Nominal.	Maximum.	Nominal.	Maximum.
Maximum Flow Force/Nozzle Momentum (%)	2.99	4.07	2.73	3.76	2.57	3.84
Difference (%)	1.08		1.03		1.27	

5.1.9 適切なノズル選択

適切なノズルの選択は、ノズルの性能と安定性を考慮する必要がある。高性能な場合であっても安定性が欠落すると対象とする回路が不安定となり成立しない。

よって、以上の CFD 結果から得られた特性をグラフにプロットして、三種類のノズルから、性能が高く、バラツキが少ないノズルを選択する。三種類のノズルに対して、製造誤差の有無を入れた 6 種類のデータが得られており、その平均値を 100%として、Figure 48 にプロットし、製造誤差を考慮する場合を赤、考慮しない場合を青とした。また、それぞれの項目は上に行くほど性能が良くなるようにグラフを作成した。(流体力は値が小さいほど性能が良いため、逆数を取った)

縦軸方向の変動が大きいほどノズル形状に影響が大きい項目となり、赤と青でプロットされる線間の距離が広いほど、製造誤差の影響が大きい。Figure 48 よりノズルが受ける流体力の変動が大きく、製造誤差の有無についても赤と青の距離が大きいため、流体力はノズル形状、製造誤差の影響が大きい。

三種類のノズル中で最良なノズルを選択するため、得られたグラフから性能を評価する。流量ゲインは、ラージテーパノズルの性能が高い。さらにラージテーパノズルは、製造誤差を含まない(青のプロット点)が最高であり、製造誤差を含む(赤のプロット点)結果と含まない結果の距離が小さいため製造誤差の影響についても最小である。最大流量はノズル形状と製造誤差の影響を受けない。圧力ゲインと最大圧力は、流量ゲインの結果と同様である。流体力は、ストレートノズルの性能が最高だが、製造誤差の影響が大きい。スモールテーパノズルの流体力について性能は良くないが、製造誤差の影響は小さい。よって、中間の性能であるラージテーパノズルが良い。この評価方法においては、ラージテーパノズルが最良である。

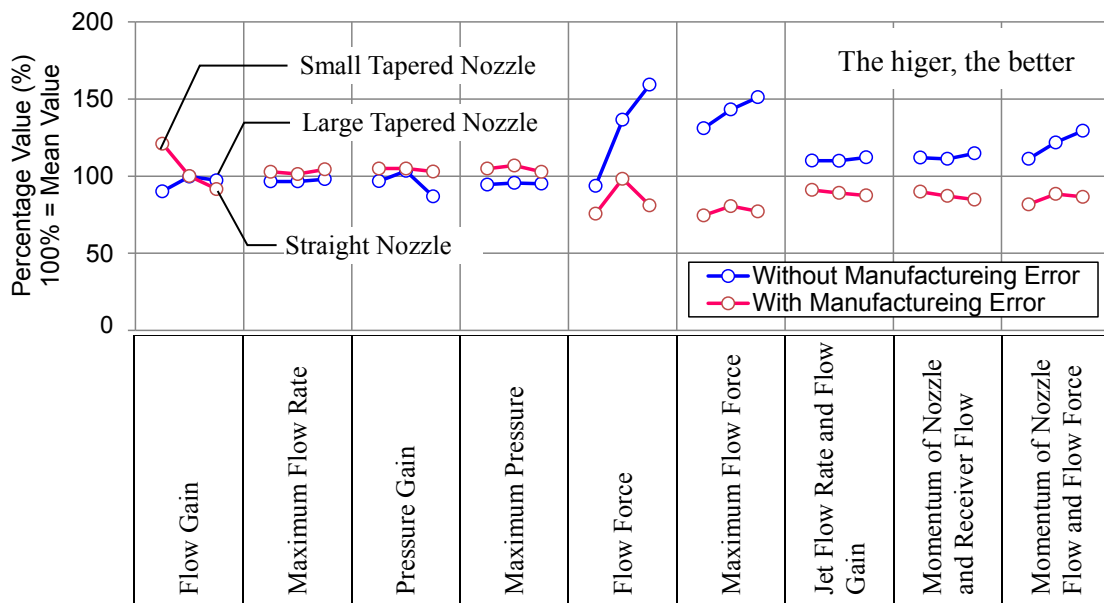


Figure 48 Nozzle Types and Stability and Performance of our Target Application

次に、品質工学の考え方を採用した評価方法で、三種類のノズル性能を評価する。品質工学では、理想とする性能に対して、バラツキが少ない設計を目指し、SN 比(電子、情報工学で扱うシグナルとノイズの比という意味とは異なる)という指標で性能を評価する(長谷部, 2010)。この SN 比は、理想の性能を実際の性能との差異で割った評価指標であり、理想の性能から離れるほど SN 比が低下する。よって、この SN 比を用いて三種類のノズル性能を評価する。

SN 比を求めるには、同一の物理量で評価するため、レシーバが受ける運動量と流体力に変換されない運動量を用いると、Table 11 が得られる。

Table 11 Parameters of Signal to Noise Ratio calculation

Nozzle Type	Input Signal	Momentum of Receiver (Non-dimension)	Momentum not converted into Flow Force (Non-dimension)
Small Tapered	N ₁ *	y ₁₁ = 0.569	y ₁₂ = 0.970
	N ₂ *	y ₂₁ = 0.539	y ₂₂ = 0.959
Large Tapered	N ₁ *	y ₁₁ = 0.556	y ₁₂ = 0.973
	N ₂ *	y ₂₁ = 0.533	y ₂₂ = 0.962
Straight	N ₁ *	y ₁₁ = 0.546	y ₁₂ = 0.974
	N ₂ *	y ₂₁ = 0.506	y ₂₂ = 0.962

* NOTE:

N₁: Without Manufacturing Error

N₂: With Manufacturing Error

次に、SN 比を求めるには、以下の計算式(長谷部, 2010)を用いる。

各データ変動の総和(S_T)を求める。

$$S_T = y_{11}^2 + y_{12}^2 + y_{21}^2 + y_{22}^2 \quad (46)$$

次に、平均値の変動(S_m)を求める。

$$S_m = \frac{(y_{11} + y_{12} + y_{21} + y_{22})^2}{4} \quad (47)$$

バラツキの変動(S_e)を求める。

$$S_e = S_T - S_m \quad (48)$$

誤差分散(V_e)を求める。

$$V_e = \frac{S_e}{4 - 1} \quad (49)$$

最後に SN 比(SNR)を算出する.

$$SNR = 10 \cdot \log \left[\frac{\frac{1}{4} \cdot (S_m - V_e)}{V_e} \right] \text{ (db)} \quad (50)$$

算出した SN 比を Table 12 に示す. Table 12 より, スモールとラージテーパノズルの性能はほぼ同等の結果が得られた.

これまでの流量ゲイン, 圧力ゲイン, 流体力による評価と品質工学の考え方をを用いた評価結果を総合的に判断するとラージテーパノズルが最適と判断し, 実験装置を製作した.

Table 12 Signal to Noise Ratio

	Small Tapered Nozzle	Large Tapered Nozzle	Straight Nozzle
S_T	2.5	2.5	2.4
S_m	2.3	2.3	2.2
S_e	0.17	0.18	0.20
V_e	0.06	0.06	0.07
Signal to Noise Ratio (db)	9.7	9.7	8.8

5.2 実験結果と解析結果

5.1 項にて、三種類のノズル形状から、流量ゲインと圧力ゲインが高く、流体力が小さく、バラツキが小さいノズルを検討した結果、ラージテーパノズルが最良であった。そこで、ラージテーパノズルについて三種類の乱流モデルを用いて定常、非定常解析を行い詳細な検討を行う。さらに、このノズル、レシーバを製作、実験を行い、実験結果と解析結果の比較検討を行う。実験結果との比較は、2.2 項で示した最も重要な特性の流量(流量ゲイン)、圧力(圧力ゲイン)、流体力特性について行う。この比較により、得られた事象について以下にて考察する。

5.2.1 流量特性

流量特性の実験結果と定常 3D-CFD 解析結果を Figure 49 a)に示す。実験では実験装置 (Figure 15)のバルブ (V_1 , V_2)を開き、レシーバの流量(Q)とノズルのストロークを測定して流量特性を求める。解析ではレシーバの流速を積分して得られる流量と解析モデルのノズルストロークにより流量特性が得られる。

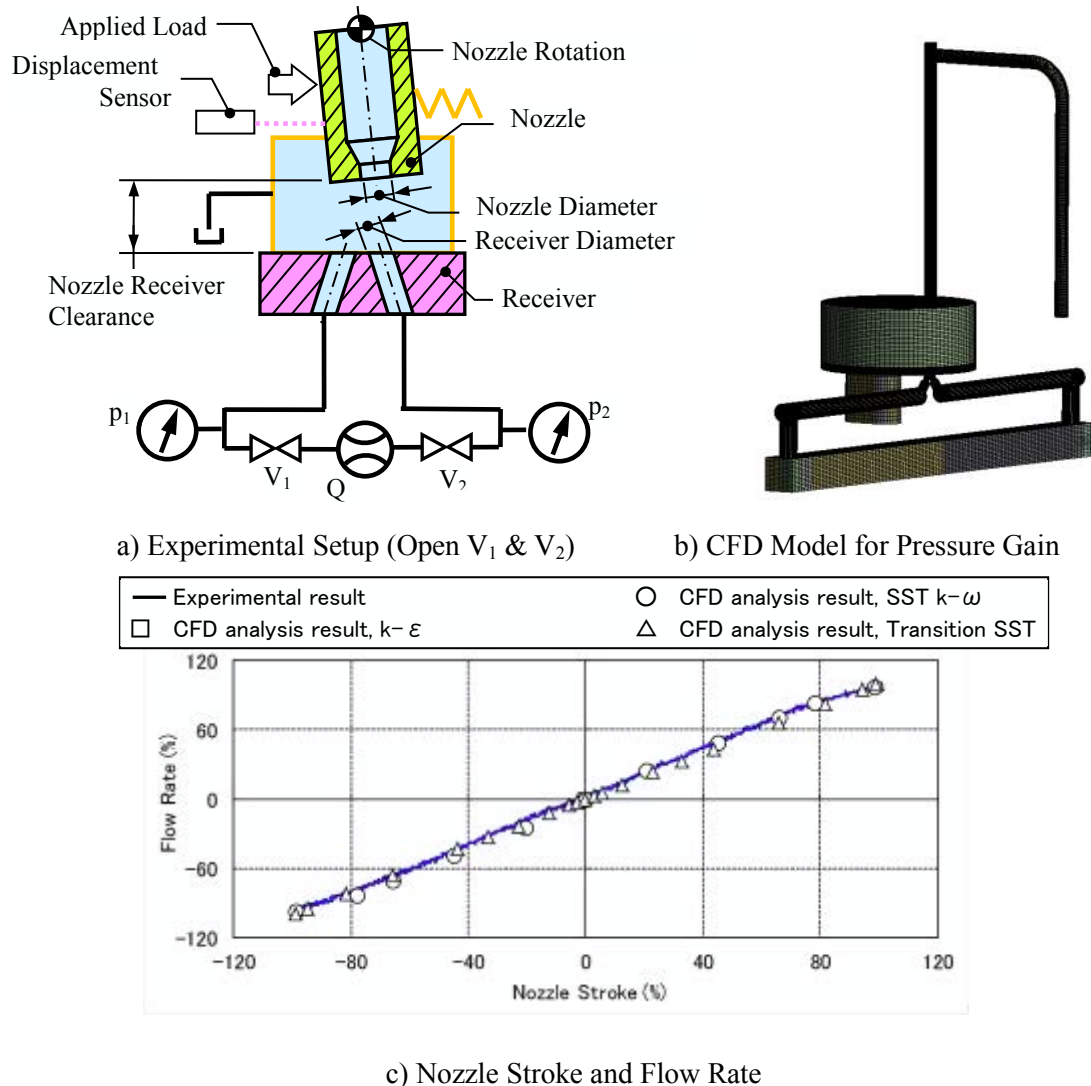
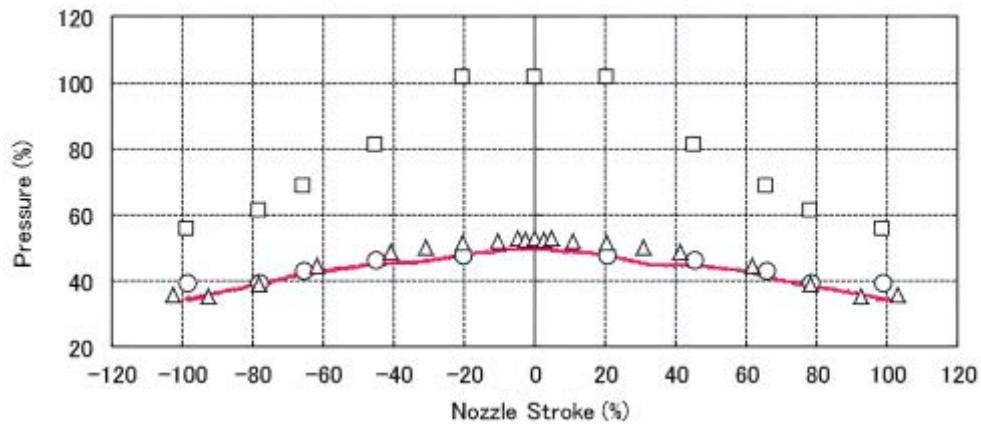


Figure 49 Experimental Results and 3D-CFD Analysis Results of Flow Characteristics



d) Nozzle Stroke and Pressure ($p_1 = p_2$)

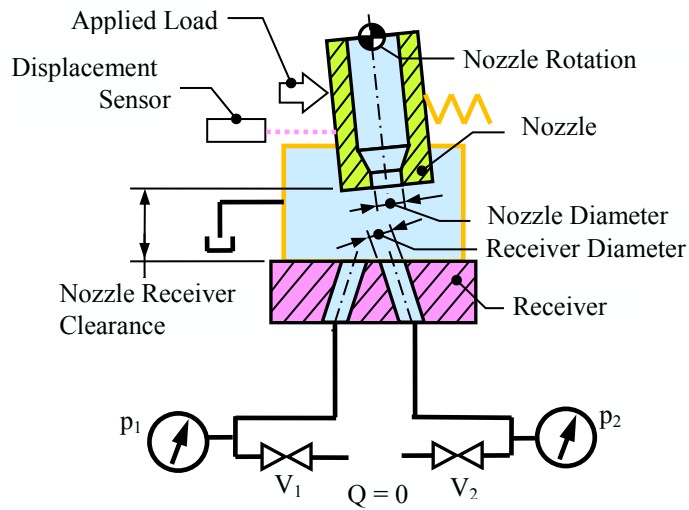
Figure 49 Experimental Results and 3D-CFD Analysis Results of Flow Characteristics
(Cont'd)

流量特性において実験結果と解析結果は解析で使用した乱流モデルによらずほぼ一致した。圧力 p_1 , p_2 については、乱流モデルを SST $k-\omega$, Transition SST とした場合の解析結果は、実験結果と差異 5% 程度で傾向が一致した。本研究で対象とするジェットパイプ・バルブに対する適切な乱流モデルは、SST $k-\omega$, Transition SST である。一方、 $k-\varepsilon$ モデルは、差異が大きく適切な乱流モデルではない。

5.2.2 圧力特性

同様に圧力特性を Figure 50 c) に示す。圧力特性は、実験装置(Figure 15 a))のバルブ (V1, V2) を閉じた状態の特性である。よって、レシーバの流量はノズルのストロークによらずゼロである。

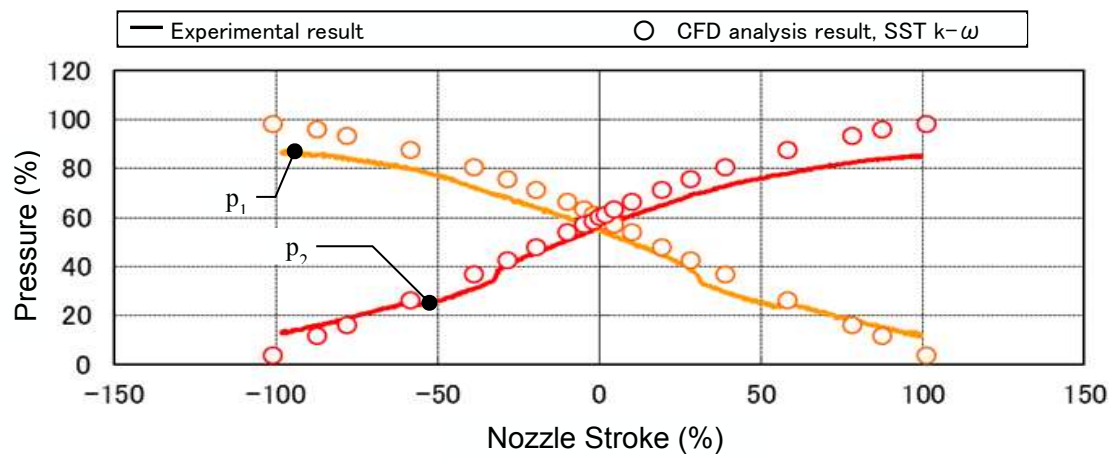
5.2.1 項より、適切な乱流モデルは、SST $k-\omega$ と Transition SST であり、ここでは、SST $k-\omega$ を用いた解析結果と実験結果を比較する。比較の結果、解析結果と実験結果の傾向が一致した。対象とした油圧回路で重要な 50% 以下の中立付近のノズルストローク範囲においては、5% 程度の差異で解析結果と実験結果が一致した。



a) Experimental Setup (Shut V_1 & V_2)



b) CFD Model for Pressure Gain



c) Nozzle Stroke and Pressure (p_1 and p_2)

Figure 50 Experimental results and 3D-CFD analysis results of Pressure characteristics

5.2.3 流体力特性

流体力特性は、実験装置(Figure 15)のバルブ (V_1 , V_2) が開いた状態の特性が重要である。流量特性が高い場合においても、流体力が大きいと、ノズルの操作力が増大して、ノズルの作動を妨げ、結果として性能が低下する。よって、Figure 51 に V_1 , V_2 を開いた場合の実験結果と解析結果を示す。流量特性の実験および解析と同時に実施可能なため、三種類の乱流モデルによる解析結果と実験結果の比較を行う。

Figure 51 の結果より、ノズルストロークが 20%以内では、SST k- ω と Transition SST を用いた解析結果と実験結果の差異は、5%以内である。一方、Nozzle Stroke が 20%を超えると、流体力の解析結果と実験結果は一致しない。

一般的に、流量と圧力の実験結果と解析結果が一致すれば、流れ場は正しく計算できていると考えられる。しかし、この流体力について、実験結果と解析結果の不一致は精度と信頼性について検討する必要があることを示唆している。そこで、数値計算の精度と信頼性を向上させるため、数値計算方法と流体力発生要因の是非について 5.2.4 項にて検討する。

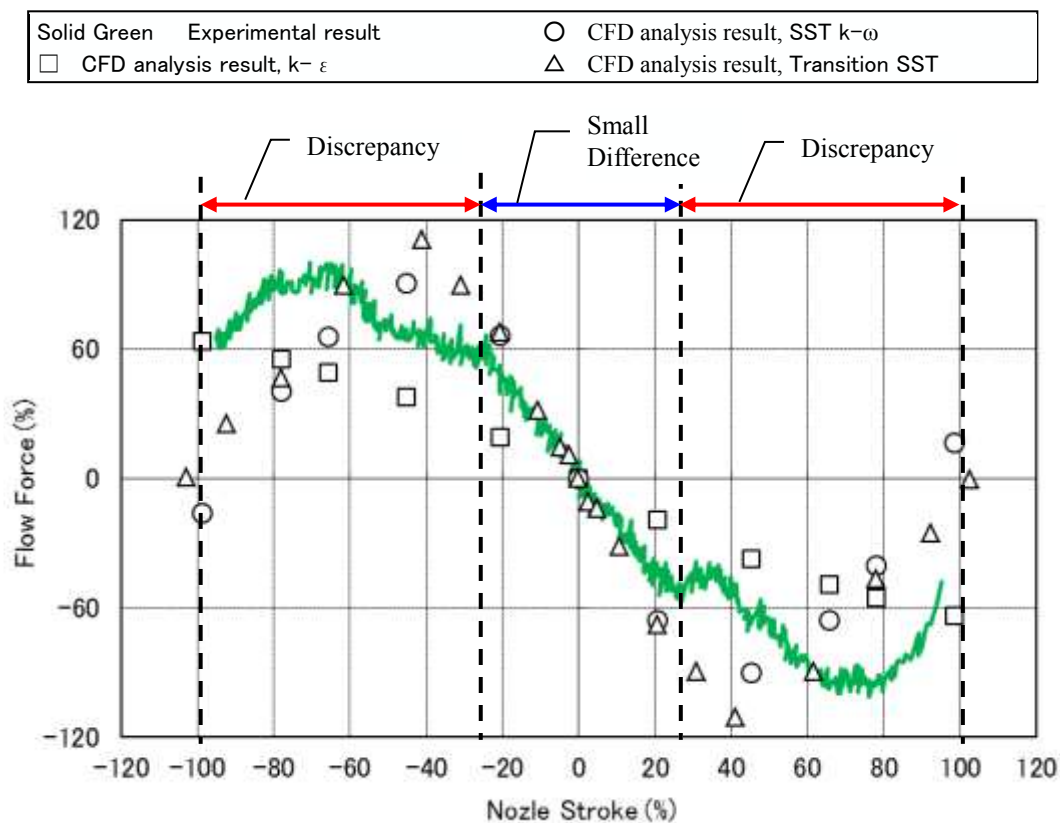


Figure 51 Experimental results and static 3D-CFD analysis results of Flow Force Characteristics

5.2.4 流体力特性の実験結果と解析結果が不一致となることの検討

非定常 3D-CFD 結果と実験結果を Figure 49 から Figure 51 に示し、流量と圧力特性においては傾向が一致した。一方、流体力特性は定常 3D-CFD 結果と同様、ノズル回転角度が増加すると差異が発生している。そこで、計算結果に影響する要因について考察する。

5.2.4.1 計算格子の影響

計算精度に影響する計算格子の要因である y^+ を 2 以下となるようにノズルとレシーバ間のすき間の計算格子を生成した。さらに、格子数の影響を確認するため、格子数を倍とする計算格子を生成して解析した。その結果、Figure 52 が得られ、計算格子の変更前後において、変化が小さい。よって、現状の格子形状は適切に生成されており、3D-CFD 解析結果と実験結果が不一致となる原因ではないと言える。

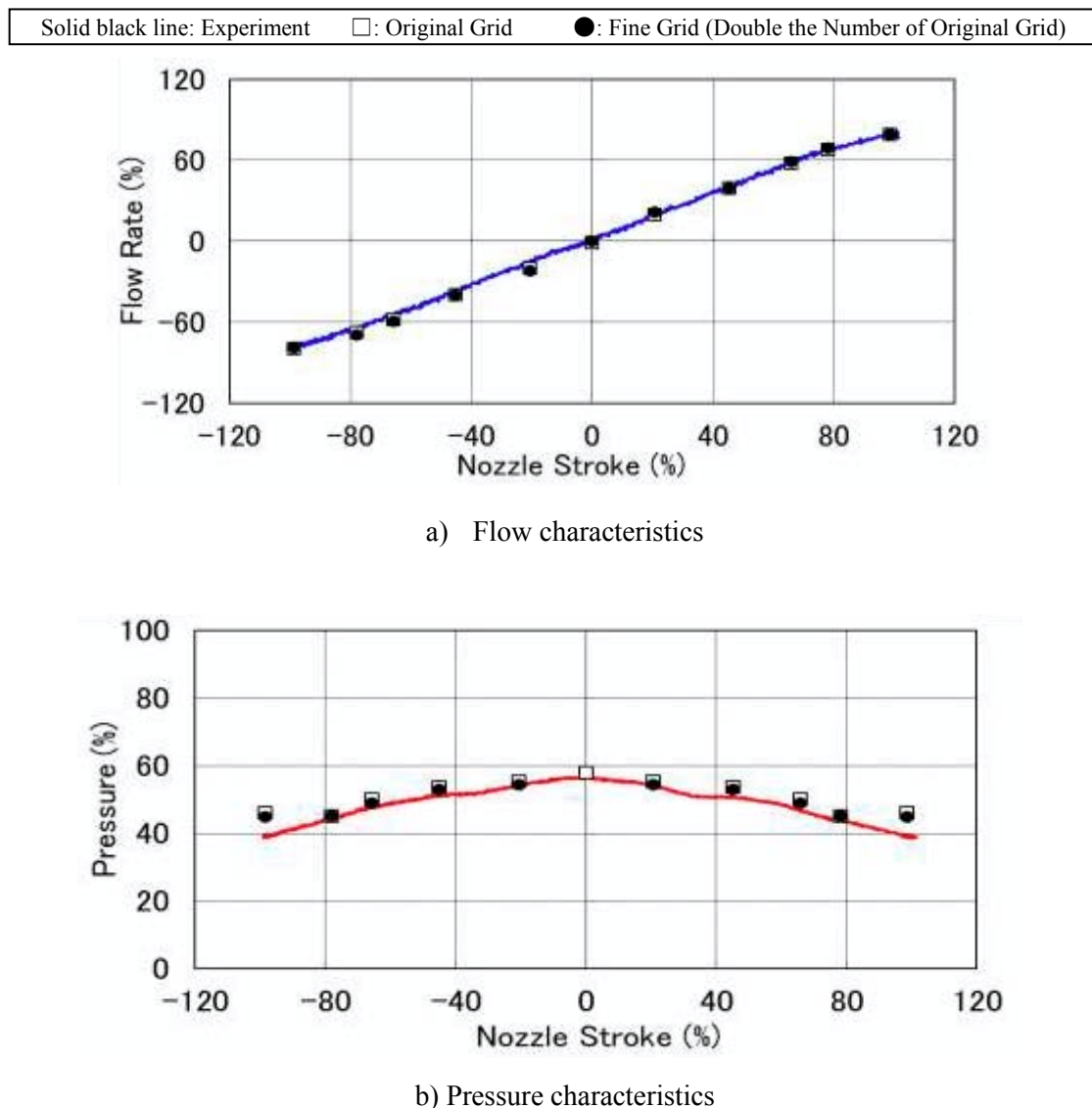
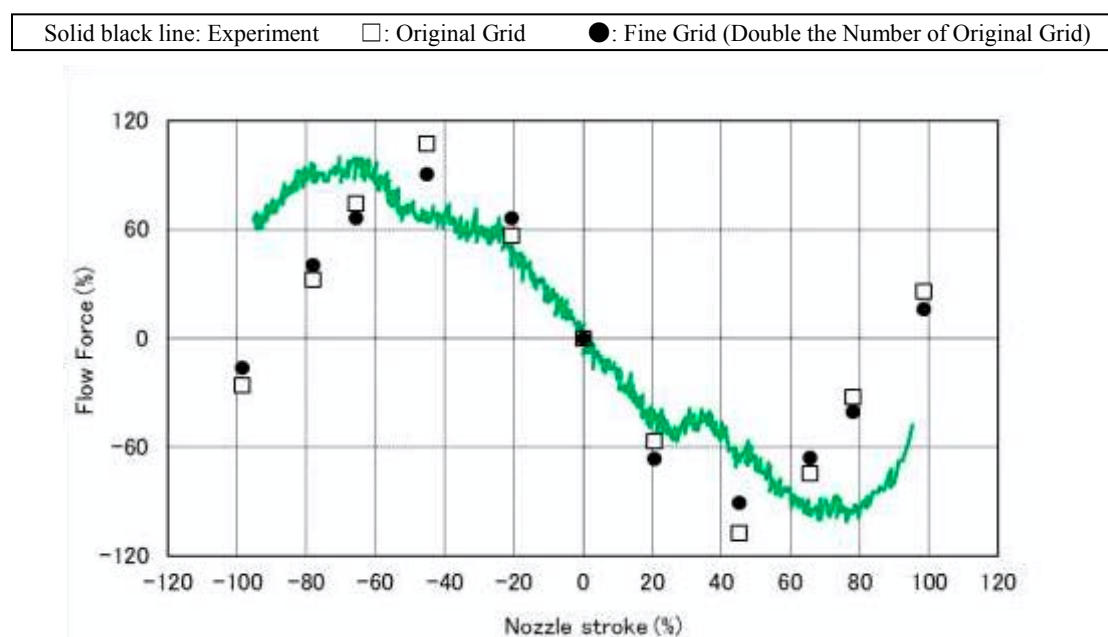


Figure 52 Experimental results with Fine Grid by 3D-CFD analysis results



c) Flow force characteristics

Figure 52 Experimental results with Fine Grid by 3D-CFD analysis results (Cont'd)

5.2.4.2 非定常性の影響

非定常性について検討した. 非定常性を検討するため速度-圧力連成スキームをPISO法(時間1次精度 SIMPLE法を時間精度2次に改良したスキーム)とし, 時間進行を2次の後退差分法(Table 13 参照)に変更した. さらに, ノズルを変位(移動境界)させて非定常解析を行った. ノズル変位は実験と同様に速度一定にて作動させ, 時間による変動の影響を考慮する.

Table 13 Unsteady analysis conditions

Solver	ANSYS Fluent 14.5.7 or 15.0
Calculation method	Pressure base method, incompressible flow
Reynolds number	Thousands
Equations integrated in time	Second-order backward difference
Pressure velocity coupling scheme	PISO
Turbulence model	SST k- ϵ , second-order spatial discretization
Courant number	Appropriate value for convergence ($Y^+ < 2$)

非定常 3D-CFD 解析結果についてノズル回転角度, 流量, 圧力, 流体力を Figure 53 に示

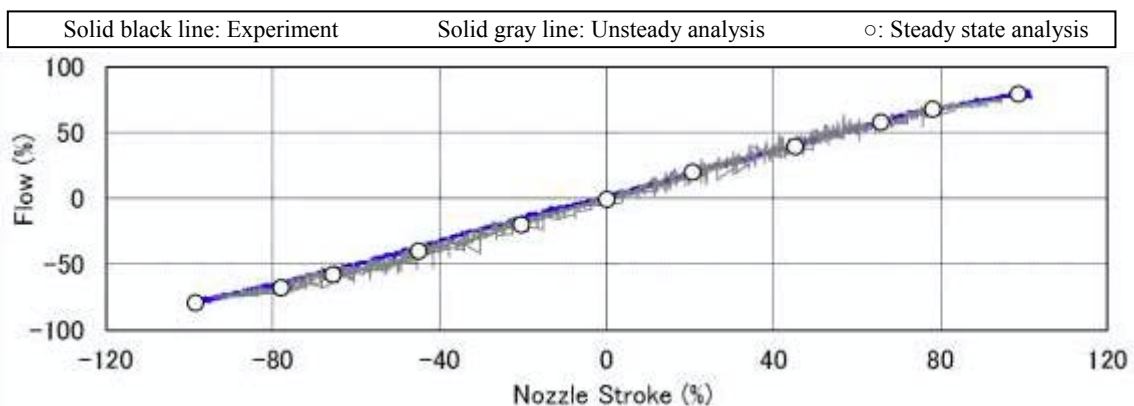
した。流量と圧力は、定常計算と同様に実験結果と解析結果は定量的に誤差が小さいが、若干振動的な解析結果が得られた。実験結果における振動と比較して、解析結果の振幅の方が大きい。流体力の解析結果は、流量と圧力の解析結果と比較すると振動の振幅が大きい。振幅も実験より 10 倍程度大きい。この振動原因の一因は非定常計算における時間進行の時間刻みを大きくとったことによる。時間進行の手法には大きく、陰解法と陽解放の二種類がある。陽解法は時間刻み(タイムステップ)ごとに繰り返し計算が必要ないが、時間進行の時間刻みに制約がある。計算格子間を流れる流体の粒子が時間刻み以内に一つの計算格子を飛び越えると解が発散する。陰解法は時間刻みごとに繰り返し計算が必要であるが、繰り返し計算の効果により計算格子間を流れる粒子が時間刻み以内に一つの計算格子を飛び越えても安定的に計算が可能である。このタイムステップ時間内に粒子が飛び越える格子数を表す指標としてクーラン数がある。流速(v)、格子サイズ(Δx)、タイムステップ(Δt)とクーラン数(C)の関係式を式(51)に示す。

$$C = \frac{v \cdot \Delta t}{\Delta x} \quad (51)$$

現状の非定常解析におけるクーラン数を求める。

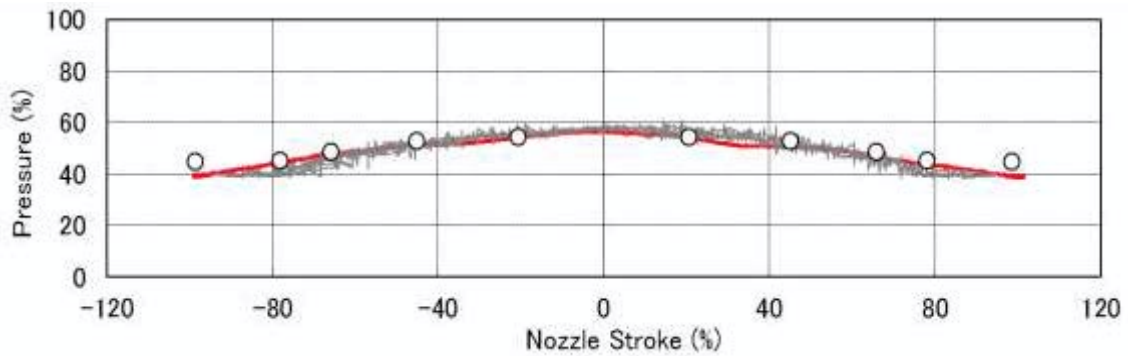
$$C = \text{数千程度} \quad (52)$$

クーラン数が数千程度であるが、現状の非定常解析は陰解法を用いているため発散せず解が得られている。一般的に陰解法による非定常解析において、クーラン数を数千程度とする場合もあり、安定的に解が得られる。しかし、Figure 53 の結果より、解析結果は発散していないが、実験結果より解析結果は振動的なため、本研究で対象としたジェットパイプ・バルブの解析に対しては不適切である。ジェットパイプ・バルブは、ノズル周りのフローパターンに衝突噴流と渦流れを持ち、クーラン数を数千以上とした場合、数値解に振動が発生する。そこで、時間刻みを 1/10 に変更して非定常解析を実施する。

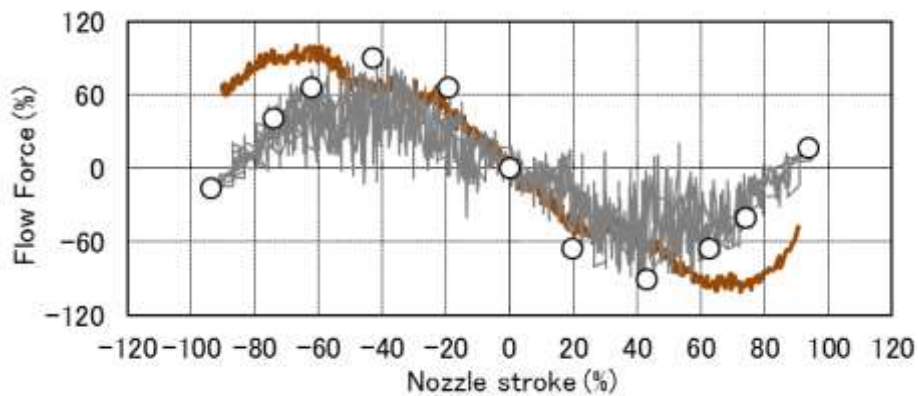


a) Flow characteristics with coarse time step

Figure 53 Experimental results and unsteady 3D-CFD analysis results with Coarse Time Step



b) Pressure characteristics with coarse time step

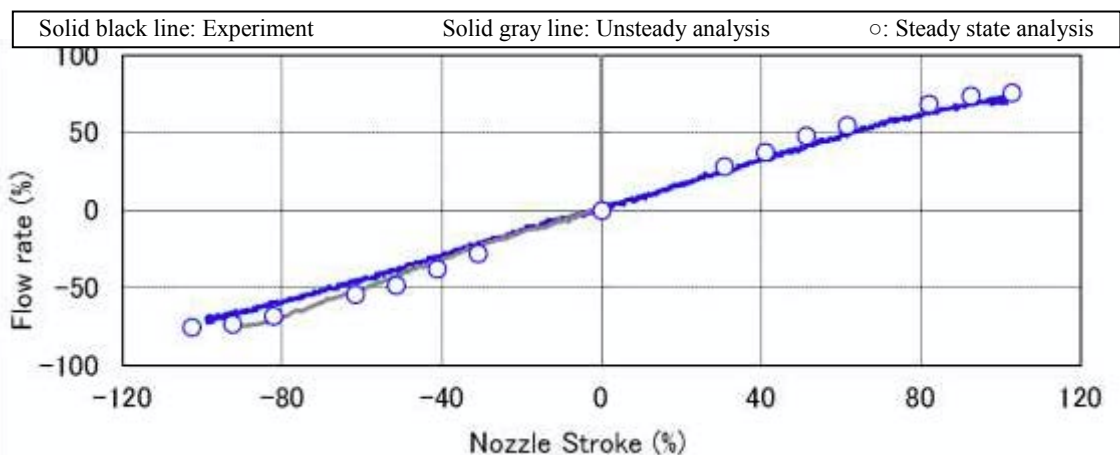


c) Flow force characteristics with coarse time step

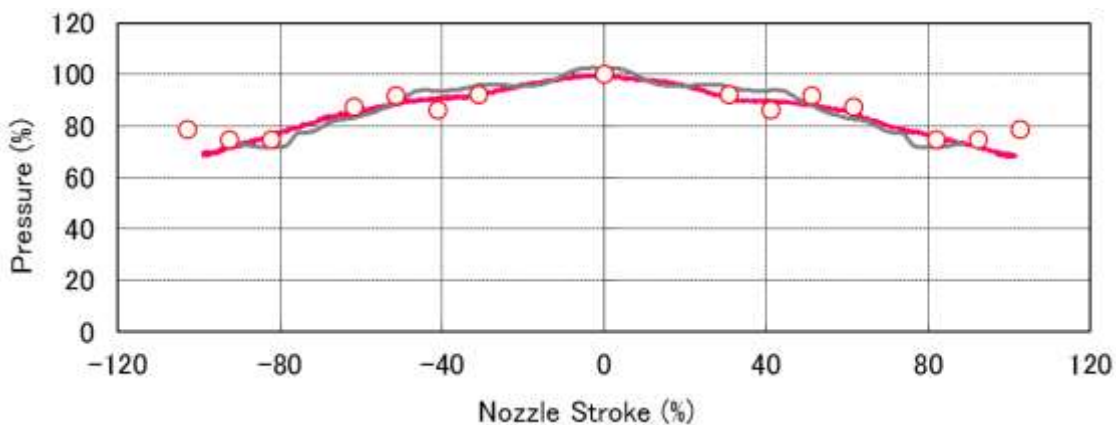
Figure 53 Experimental results and unsteady 3D-CFD analysis results with Coarse Time Step
(Cont'd)

クーラン数を数百に変更した結果を Figure 54 に示した。解析結果の振動が抑制され、流量、圧力、流体力の解析結果における振動の振幅は実験結果より小さくなった。定常解析結果と非定常解析結果の傾向が一致した。

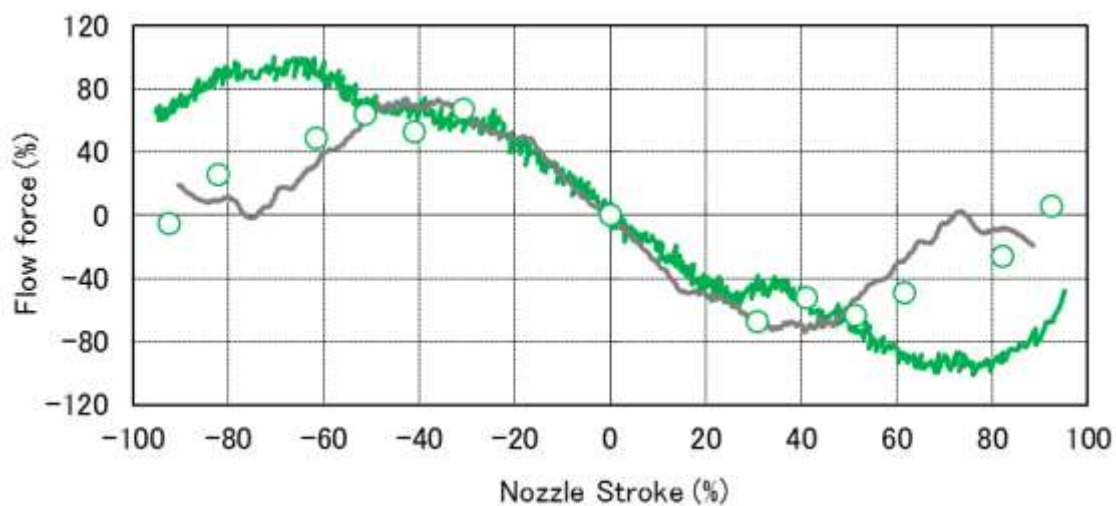
よって、研究対象としたジェットパイプ・バルブの非定常解析においては、クーラン数が数百程度になるように時間刻みを設定する。非定常解析結果と定常解析結果の傾向が一致しており、定性的にも差異が小さい。これら設定により、数値計算法について、合理的な結果が得られていると判断できる。よって、適切な手法がとられていることが分かった。一方、実験結果と解析結果を比較すると、流量、圧力の差異は小さいが流体力特性については差異がみられた。



a) Flow characteristics with fine time step



b) Pressure characteristics with fine time step



c) Flow force characteristics with fine time step

Figure 54 Experimental results and unsteady 3D-CFD analysis results with Fine Time Step

時間刻みを一桁小さくした非定常解析結果より、ノズルストロークを 40～70% の場合について、渦輪形状を可視化し、Figure 55 に示した。この可視化により渦輪形状は時間による変動が小さいことが分かった。さらに、ノズルストロークが増加するに従い、流体力(絶対値)が低下する。この時、渦輪の中心部の渦コアサイズは縮小するが、両側のサイズが拡大する。つまり、三次元の渦輪形状は、ノズルと壁面 穴の位置関係に影響を受ける。

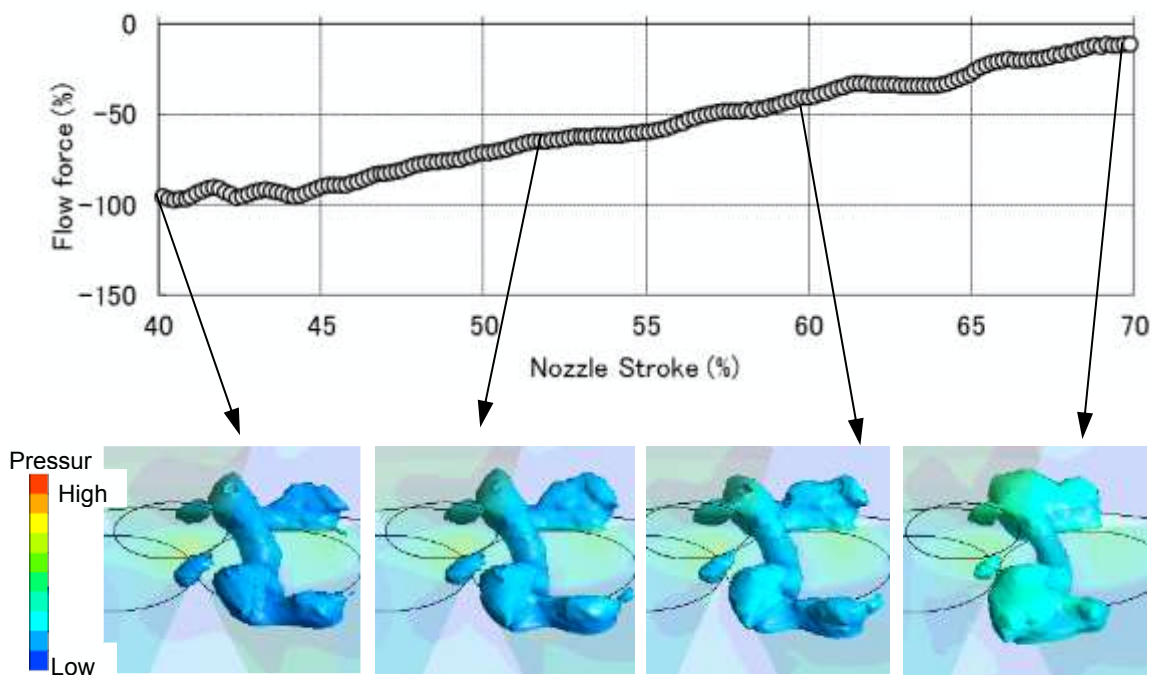


Figure 55 Time line chart of flow force and vortex core region from 50% to 70% nozzle rotation angles by 3D-CFD analysis results

5.2.4.3 Nozzle 内部の圧力分布の検討

定常 3D-CFD 解析結果より、Figure 56 a)に示すノズル中心断面の圧力コンタを詳細に観察した。その結果、ノズル出口近傍の圧力分布に明確な左右の差が見られた。右側壁面より左側壁面の方が圧力の低い範囲が大きくなっており、ノズル内部では周方向に圧力が均一ではない事が分かった。これがノズル内部で圧力バランスが崩れることにより、ノズルに流体力が発生する要因と考えられる。この要因は Figure 56 b)の流線が、ノズルと壁面穴の位置関係により曲げられることにより、圧力分布に不均一性が発生する。その圧力分布の違いが、ノズルとレーシーバ間のすき間が小さいため上流にも影響するという事は十分に考えられる。

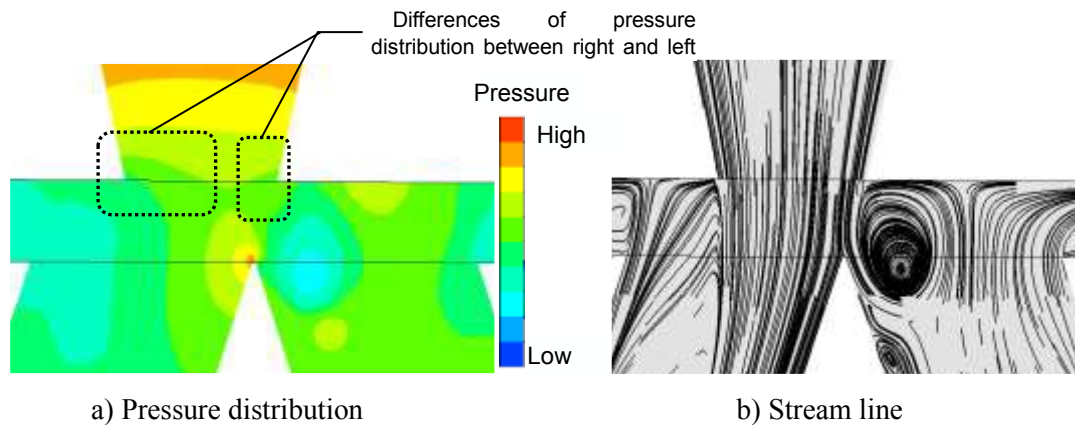


Figure 56 Analysis results of original experimental equipment model with 3D-CFD

5.2.4.4 ノズル内部の周方向に不均一な圧力分布の流体力に及ぼす影響

ノズル内部の周方向に不均一な圧力分布による流体力の影響を考慮した場合としない場合を Figure 57 に示す. ノズル内部の不均一な圧力分布を考慮しない場合を白抜き円形, 考慮する場合を白抜き三角形にてプロットした. ノズル内部の流体力を考慮しない円形プロット点より考慮した三角形プロット点の方が実線で示した実験結果に近づき, 定量的に最大の差異が半分に減少した. したがって, ノズル内部の周方向の不均一な圧力分布を考慮することが重要である.

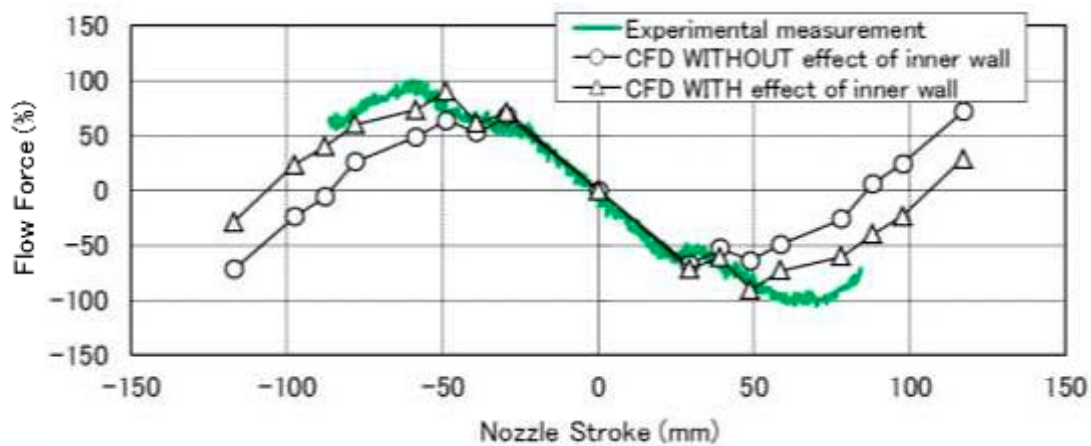


Figure 57 3D-CFD and experimental results with/without effects of pressure distributions on nozzle inner wall

この考え方のスケールに対する普遍性を確認するために, 流れ場を 2 倍にスケールアップした場合について, 実験結果と CFD 解析結果の比較を Figure 58 に示す. スケールアップした場合においてもノズル内部の不均一な圧力分布を場合と考慮する場合の方が実験結果と近い. よって, ノズル内部の不均一な圧力分布の考慮の有無について, 両者の傾向がスケールアップ前後において一致しており, 上記の考え方の妥当性が明らかになった.

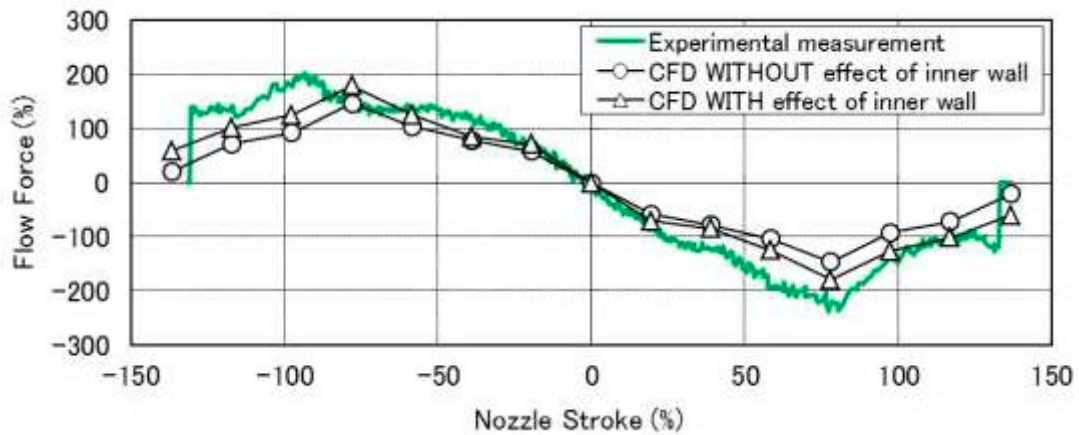


Figure 58 3D-CFD and experimental results with scale-up diameter of nozzle and hole on the wall with/without effects of pressure distributions on nozzle inner wall

5.2.4.5 ノズルとレシーバ間のすき間がノズル内部の圧力分布に及ぼす影響

ノズル内部の周方向圧力分布の不均一性に対するノズルと壁面間のすき間の影響を確認する。ノズルとレシーバ間のすき間が小さい場合(ノズル径の 1/2 程度)と大きい場合(ノズル径程度)した場合について比較する。距離が小さい場合の解析結果を Figure 59 に示す。Figure 59 a)に圧力分布, b)に流線を示す。圧力分布の解析結果から、ノズル内部の左右の壁面間に不均一な圧力分布が発生した。また、流線の解析結果から、レシーバの壁面の影響によりノズル内部の流線が曲げられている。

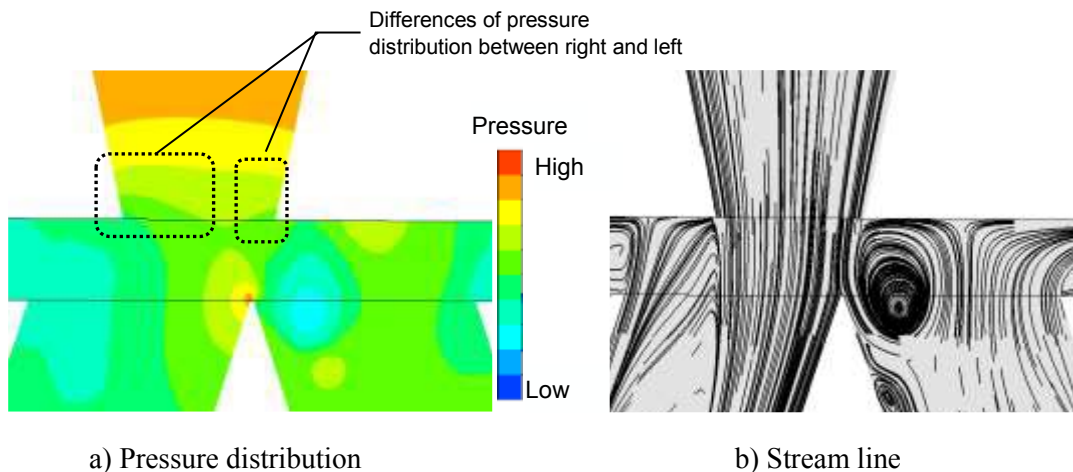


Figure 59 Analysis results of small clearance between nozzle and wall with 3D-CFD

次にノズルとレシーバ間のすき間が大きい場合の解析結果を Figure 60 に示す。Figure 60 a)に圧力分布, b)に流線を示す。Figure 59 のノズルとレシーバ間のすき間が小さい場合と比

較して、ノズル内部における左右の壁面に発生する不均一な圧力分布が均一化された。また、流線の解析結果も同様に、ノズル内部の流線の曲りが緩和された。

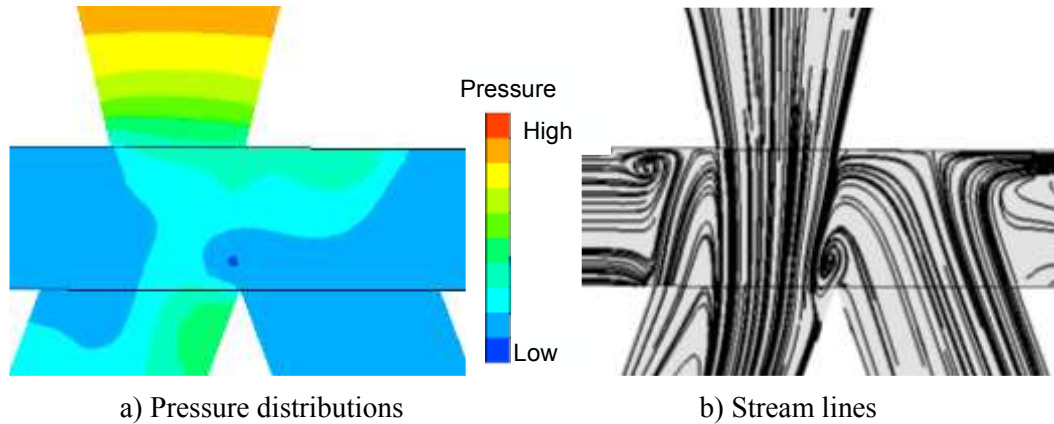


Figure 60 Analysis results of large clearance between nozzle and wall with 3D-CFD

以上より、ノズルとレシーバ間のすき間は、ノズル内部の周方向の圧力分布に影響し、距離を大きくするとノズル内部の周方向の圧力分布が均一化されるため 3D-CFD 解析は適切であると判断できる。

5.2.4.6 実験誤差の検討

流体力特性の実験結果と解析結果の差異について、特に解析誤差を中心に検討した。検討の結果、実験結果と解析結果の定性的な傾向が一致し、定量的な差異が減少する成果が得られた。一方、実験結果も誤差を持つため、ここでは実験誤差について検討する。

実験誤差は、測定系の誤差と製作誤差の2種類がある。測定系の誤差は、精度が十分あるレーザ変位計を使用した。ノズルストロークの測定誤差は、変位計の分解能をノズルフルストロークで割ることにより求められ、0.5%となる。製作誤差は、組立後にノズルとレシーバは作動油に浸されるため、直接製作誤差を測定できないノズルとレシーバのすき間の誤差が主要因である。そこで、製作時に発生する最大および、最小のノズルとレシーバのすき間を考慮した解析モデルによる解析結果と比較し、実験装置が想定内の製作誤差で製作されていることを確認する。

Figure 61 に寸法公差最大と最小の 3D-CFD 解析結果を示す。解析結果からノズルストローク中立では流体力がゼロとり、最大と最小の解析結果が交差する。よって、このまま解析結果と実験結果を比較すると、中立近傍における実験結果の計測精度を過剰に高精度にする必要があり、不適切である。よって、Figure 61 に示すオレンジ色の点線の様に最大公差と最小公差の 3D-CFD 解析結果をつなぎ合わせ、上側制限と下側制限の範囲として、実験結果と解析結果を比較する。また、計測誤差を考慮するため、レーザ変位計の測定誤差である 0.5%分、上側と下側制限範囲を拡大する。

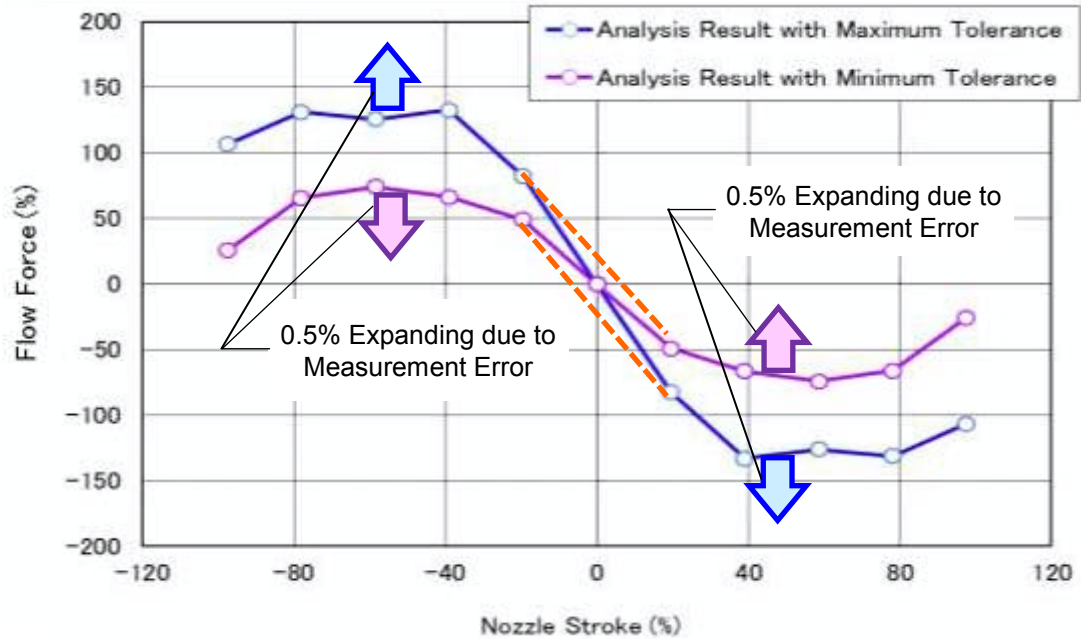


Figure 61 Flow force 3D-CFD analysis results with manufacturing tolerances

Figure 62に以上の方法で3D-CFD解析により設定した上側、下側制限範囲を示し、実験結果をオーバープロットした。比較の結果、上側と下側の制限範囲内に実験結果がプロットされ、実験と解析が正しく実施されている。

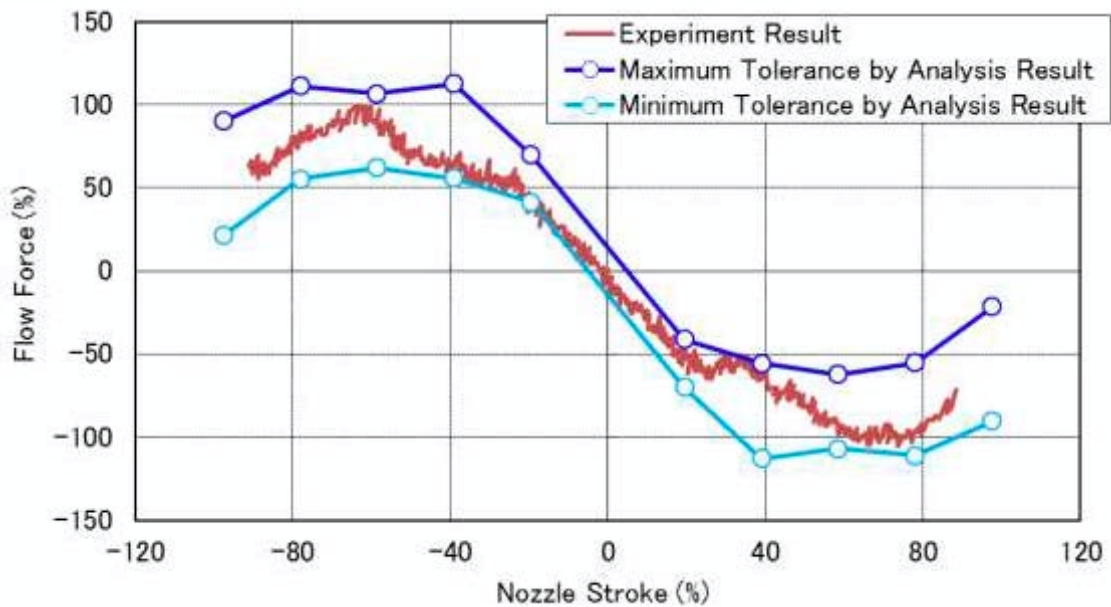


Figure 62 Flow force 3D-CFD analysis results with manufacturing tolerances and flow force experimental results

5.3 まとめ

ジェットパイプ・バルブの実験装置を製作するにあたり、性能が高いノズルを設計した。ノズル設計のため、ジェットパイプ・バルブの特許情報から得られたノズル形状(スモールテーパノズル)と、村上(1965a, 1965b)の研究成果を活用してノズル内部の流れが滑らかになる形状としたノズル(ラージテーパノズル)、製造コストが最も安いノズル形状(ストレートノズル)の三種類のノズルについて検討した。検討方法として、製造誤差の有無の違いによる寸法バラツキを考慮したパラメータ・スタディを 3D-CFD による解析を用いて実施した。また、主要な流量ゲイン、圧力ゲイン、流体力特性以外に流量効率、運動量に着目した評価基準を設定し、それぞれの評価基準が最も高く、寸法バラツキに対して安定なノズルを設計した。検討の結果、村上の研究成果を活用したノズル形状が製造誤差によるバラツキに対して安定な設計であり、このノズルを用いた実験装置を製作した。

次に実験を実施して解析結果と比較した。流体力特性について実験と解析結果に差異が発生した。解析精度を向上するために計算格子形状、乱流モデル、非定常性とノズル内部の影響について検討した。その結果、計算格子、乱流モデル、速度-圧力連成スキームについて十分考慮されており、問題ないことを確認した。そして、ノズル内部に不均一な圧力分布が発生しており、流体力に影響することを 3D-CFD 解析結果から見出した。レシーバの壁面がノズルに近いとノズル内部の圧力分布が不均一となり、流体力が発生する。さらに、ノズルとレシーバのすき間を拡大した 3D-CFD 解析より、ノズル内部の不均一な圧力分布が緩和されることを確認した。よって、ノズルとレシーバのすき間がノズル内部の圧力分布に影響する。最後に、実験誤差について検討し、製作誤差の有無を考慮した 3D-CFD 解析モデルを作成し、解析を実施した。その結果、製作誤差を考慮した解析結果内に実験結果がプロットされ、実験、解析が正しく実施されていることを確認した。

6. ノズル, レシーバ間のフローパターン

6.1 ノズルのフローパターンと流量係数

ノズルのフローパターンとノズルの流量係数について検討する. 村上ら(1965)によるとノズルの流れの損失は, 摩擦損失が大部分を占め, Re 数と C_d 値の関係について Figure 63 が得られる.

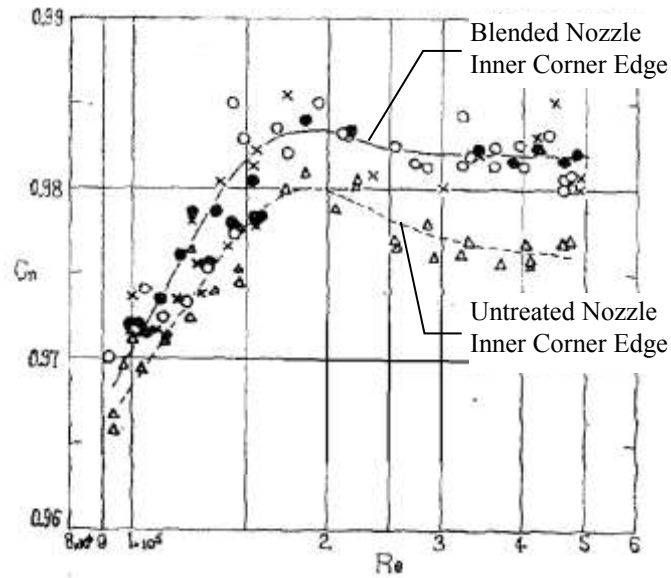


Figure 63 Experimental Result of Discharge Coefficient and Re number

よって, 本研究で用いるノズルについても以上と同様に Re 数と C_d 値が変化する. よって, ノズル径により Re 数が変化すると C_d 値が変化するため, レシーバの流量ゲインにノズル径が影響する.

管路摩擦係数(λ)は, 式(53)(層流)と式(54), ブラジウスの式(乱流)により与えられる.

$$\lambda_{laminar} = \frac{64}{Re} \quad (53)$$

$$\lambda_{turbulence} = \frac{0.3164}{Re^{1/4}} \quad (54)$$

次に, ダルシー・ワイスバッハの式(55)から流量の式(56)を導出する.

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (55)$$

$$Q = \sqrt{\frac{1}{\lambda} \cdot \frac{d}{l}} \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (56)$$

層流の場合, 流量(Q)は式(57)により得られ, バルブの開口面積に比例する.

$$\begin{aligned}
 Q &= \sqrt{\frac{1}{\lambda} \cdot \frac{d}{l}} \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} = \sqrt{\frac{64}{\text{Re}} \cdot \frac{d}{l}} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \\
 &= \sqrt{\frac{64}{v \cdot d} \cdot \frac{d}{l}} \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} = \sqrt{\frac{64 \cdot v}{v \cdot l}} \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (57)
 \end{aligned}$$

一方, 乱流の場合, 流量(Q)は式(58)により得られ, バルブの開口面積に比例し, ノズル径に対して 3/8 乗に比例する.

$$\begin{aligned}
 Q &= \sqrt{\frac{1}{\lambda} \cdot \frac{d}{l}} \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} = \sqrt{\frac{0.3164}{\text{Re}^{1/4}} \cdot \frac{d}{l}} \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \\
 &= \sqrt{\frac{0.3164}{\left(\frac{v \cdot d}{\nu}\right)^{1/4}} \cdot \frac{d}{l}} \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} = \sqrt{\frac{0.3164}{l} \cdot \left(\frac{\nu}{v}\right)^{1/4}} \cdot d^{3/8} \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (58)
 \end{aligned}$$

基準ノズルに対してノズル径を 0.5, 1, 1.5, 2 倍としたノズルと適切なレシーバ径のレシーバ, ノズルとレシーバ間のすき間を適切に設定した解析結果と試験結果を Figure 64 に示す.

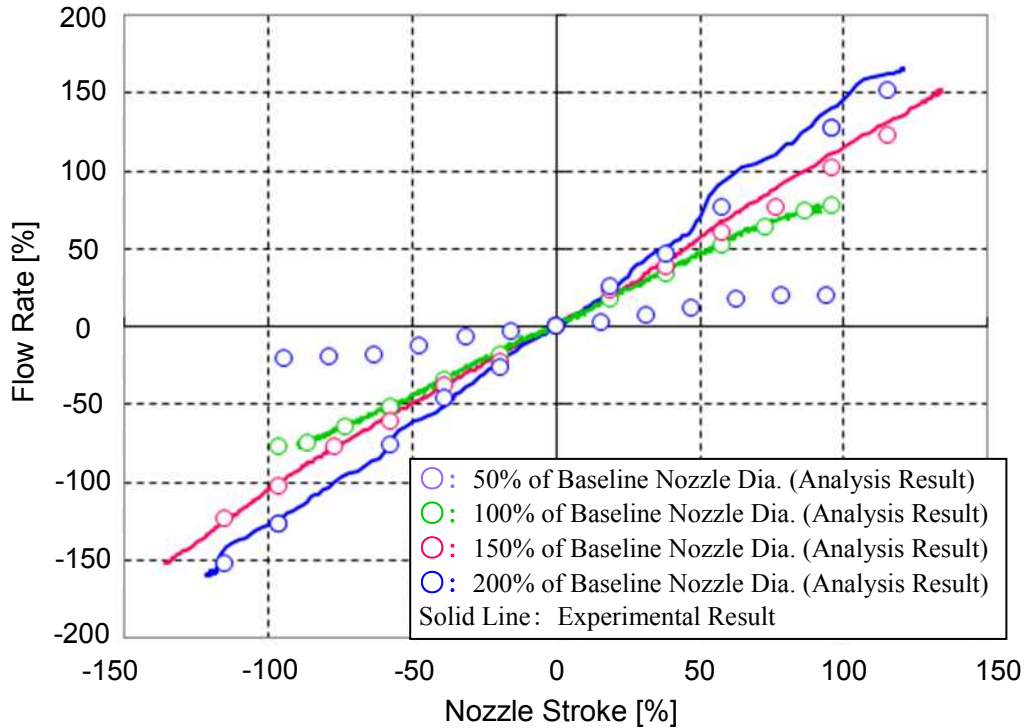


Figure 64 Analysis Results of Flow rate for Various Nozzle Diameter and Receiver

Figure 64 より, 中立近傍と全体の流量のノズルストロークに対する傾きを求め, Table 14 が得られた.

Table 14 Analysis Result and Experimental Result of Various Nozzle Diameters

	Analysis Result				Experimental Result		
Percent of Baseline Nozzle Diameter (%)	50	100	150	200	100	150	200
Null Flow Gain (%/%) (+/- 30% Nozzle Stroke)	0.31	0.77	0.97	1.16	0.85	0.97	1.18
Total Flow Gain (%/%) (+/- 100% Nozzle Stroke)	0.30	0.80	0.99	1.23	0.80	1.06	1.26

Table 14 に示した流量ゲインとノズル径の関係を Figure 65 にプロットすると, ノズル径の $3/8$ 乗とした近似曲線上に流量ゲインがプロットされる.

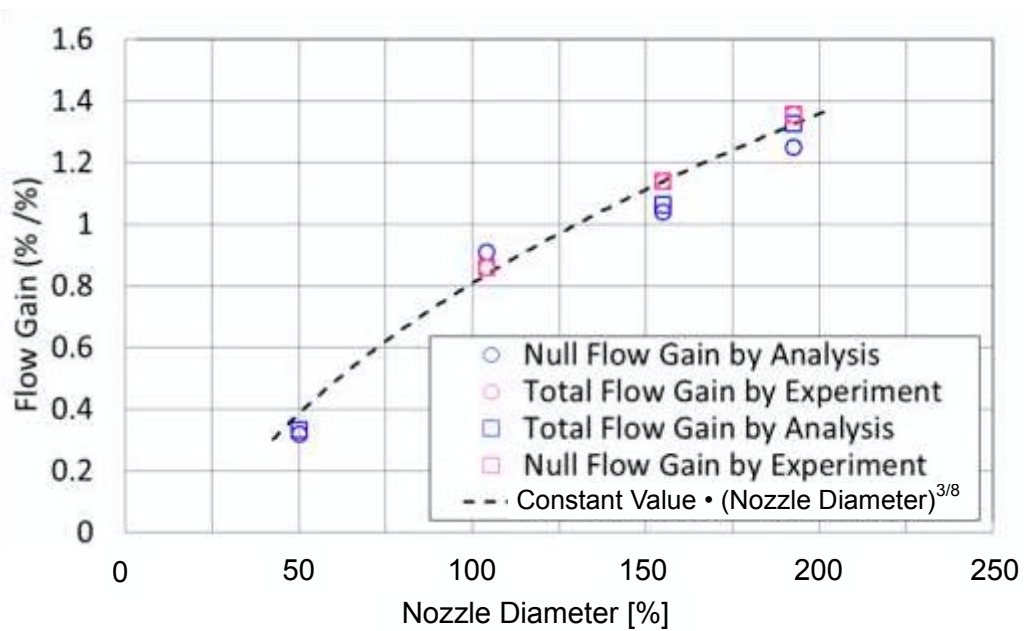


Figure 65 Experimental and Analysis Results of Flow Gain for Various Nozzle Diameter

6.2 ノズルに印加される流体力の考察

ノズル径を変化させた2パターンの3D-CFD解析結果をFigure 66とFigure 67に示す。ノズルの流体力はノズル端面, ノズル内部, ノズル外周円筒部の三か所に発生する。ノズル中立状態においてはフローパターンが左右対称であり, 流体力が発生しない。一方, ノズルがストロークするとフローパターンの対称性が崩れ, 圧力分布, 流速分布が左右で不均一となるため流体力が発生する。これら三種類の力の割合は, 端面にかかる流体力が最も大きく, 次にノズル内部の流体力が大きい。最小の流体力は, ノズル外周円筒部に印加される。また, 非定常流体力についても解析にて定常流体力に比べて小さいことを確認した。

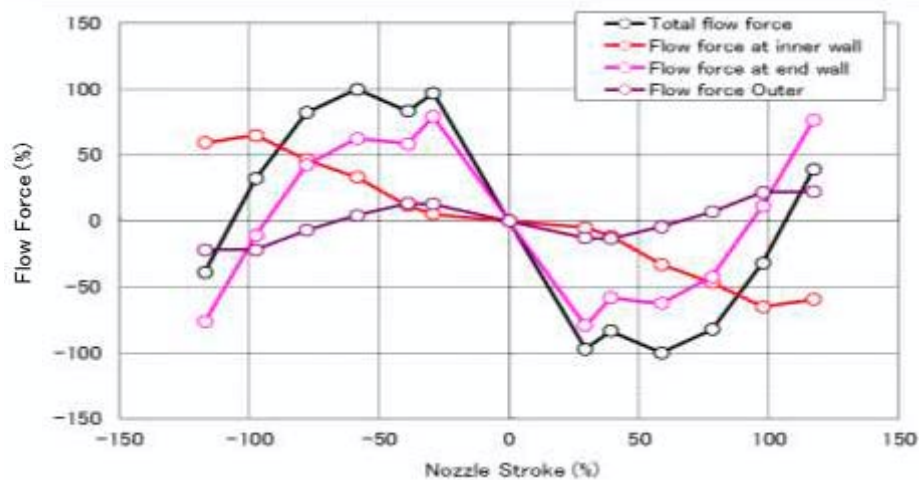


Figure 66 Subtotal and total flow force on Nozzle
(Baseline Nozzle, Receiver and Nozzle Receiver Clearance)

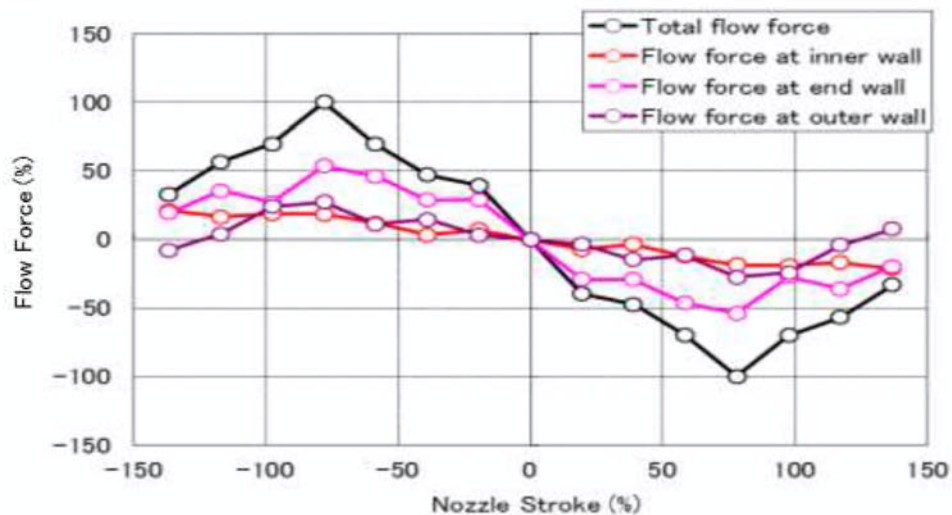


Figure 67 Subtotal and total flow force on Nozzle
(2 Times Scale of Baseline Nozzle, Receiver and Nozzle Receiver Clearance)

6.2.1 ノズル内部に発生する流体力発生メカニズム

Figure 68 にノズルが紙面左方向にストロークした場合の解析結果を示す. Figure 68 a)にノズル内部に圧力分布を示し, ノズル内部の圧力分布が不均一になる. Figure 68 b)より, ノズル内部の流線がレシーバ壁面により曲げられていることが分かる. この曲げられた流線により水平方向に加速度が発生, 遠心力が発生し, ノズル内部の左側壁面の圧力が左壁面より高くなる. よって, ノズルをセンタリングする方向(紙面右方向)に流体力が発生することが分かる.

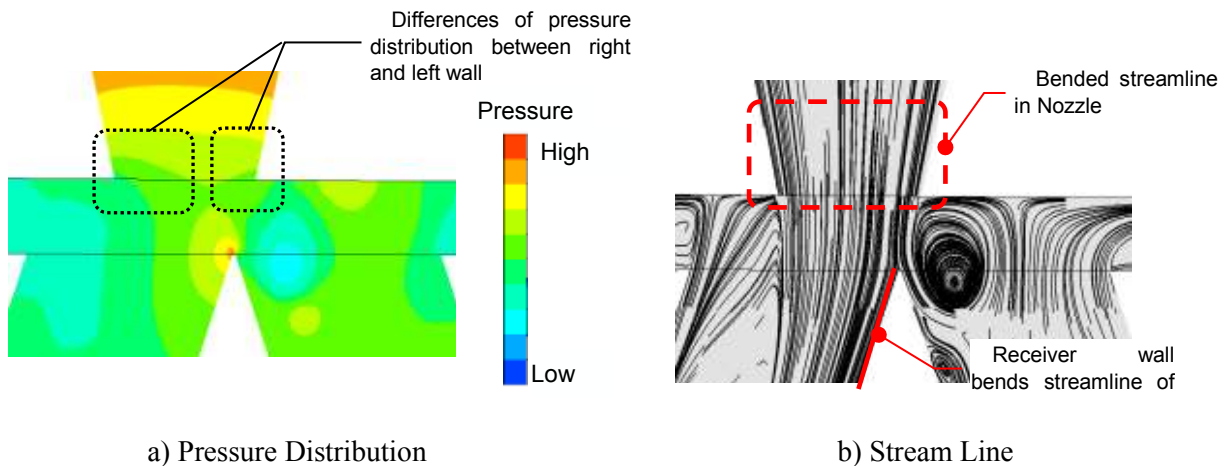


Figure 68 Analysis results of Pressure Distribution and Streamline
(Baseline Nozzle, Receiver and Nozzle Receiver Clearance)

次に, ノズル径, レシーバ径, ノズルとレシーバ間のすき間についてスケールを2倍にするとノズルがレシーバの壁面より遠ざかり, 壁面の影響が低下するためノズル内部の流線の曲りが緩和される. 流線の曲りが緩和され, 遠心力が低下し, 不均一な圧力分布が緩和されるためノズル内部の流体力は低下する.

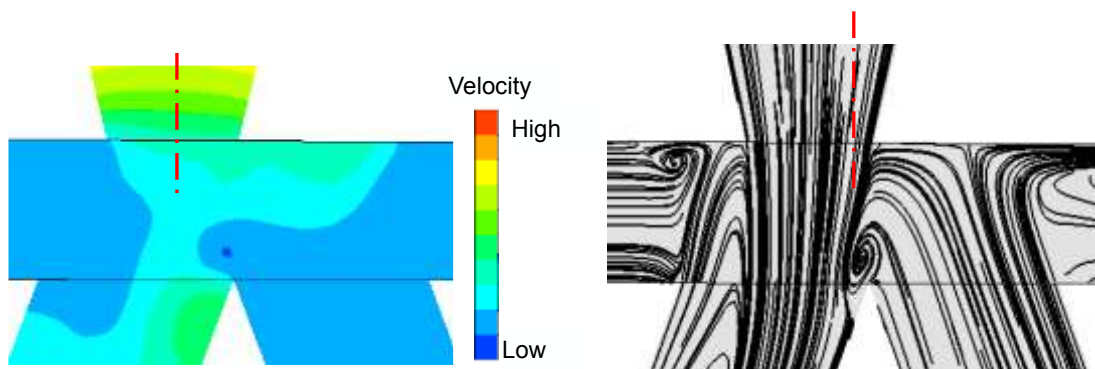


Figure 69 Analysis results of Pressure Distribution and Streamline
(2 Times Scale of Baseline Nozzle, Receiver and Nozzle Receiver Clearance)

ノズル内部の流線がレシーバ壁面の影響を受けることについて考える. 定常状態で Z 軸を中心に半径 r にて流線が曲げられる場合, 単純化した円筒座標系におけるオイラーの式より, 発生する圧力を求められる.

オイラーの式:

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \text{grad}(v) \right) = -\text{div}(p) \quad (59)$$

連続の式:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \cdot \text{div}(v) = 0 \quad (60)$$

速度場 v は, 半径 r と角速度 ω の外積により求まる.

$$\begin{aligned} v = r \times \omega &= \begin{vmatrix} i & j & k \\ r \cdot \cos \theta & r \cdot \sin \theta & 0 \\ 0 & 0 & \omega \end{vmatrix} = (r \cdot \sin \theta \cdot \omega, -r \cdot \cos \theta \cdot \omega, 0) \\ &= (y \cdot \omega, -x \cdot \omega, 0) \end{aligned} \quad (61)$$

オイラーの式(59)に式(61)を代入する

$$\begin{aligned} &\rho \cdot \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \text{grad}(v) \right) \\ &= \rho \cdot \left(y \cdot \omega \cdot \frac{\partial}{\partial x} - x \cdot \omega \cdot \frac{\partial}{\partial y} \right) \cdot (y \cdot \omega, -x \cdot \omega, 0) \\ &= \rho \cdot (-x \cdot \omega^2, -y \cdot \omega^2, 0) = -\rho \cdot \omega^2 \cdot (x, y, 0) = -\rho \cdot \omega^2 \cdot r \end{aligned} \quad (62)$$

$$-\text{div}(p) = -\frac{\partial p}{\partial r} \quad (63)$$

以上より, 流線が曲げられることにより半径方向に圧力が発生する.

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \cdot \omega^2 \cdot r = \rho \cdot \frac{v_\theta^2}{r} \quad (64)$$

Figure 66 から Figure 67 に示したように、ノズル内部の流体力はノズルのストロークに比例して流体力が増加する。ノズルストロークの増加に伴い、流線を曲げるレシーバ壁面に流れる流量がノズルストロークに比例して増加するため、流体力がノズルストロークに比例して流体力が増加する。

6.2.2 ノズル端面に発生する流体力発生メカニズム

ノズルの端面に印加される流体力は、ノズル端面の圧力分布により発生する力とノズル端面に沿った流れによる粘性摩擦力により発生する。Figure 70 にノズルストローク中立における圧力分布を示す。

Figure 71 に示した流速分布より、レシーバから流出するジェットがノズル端面に衝突し、流速が低下することによりジェット衝突部のノズル端面に高圧力が発生し、流体力が発生する。さらに、ノズル端面に衝突したジェットがノズル端面に付着し、端面に沿って流れる。よって、この端面に付着した流れの粘性摩擦による流体力も発生する。

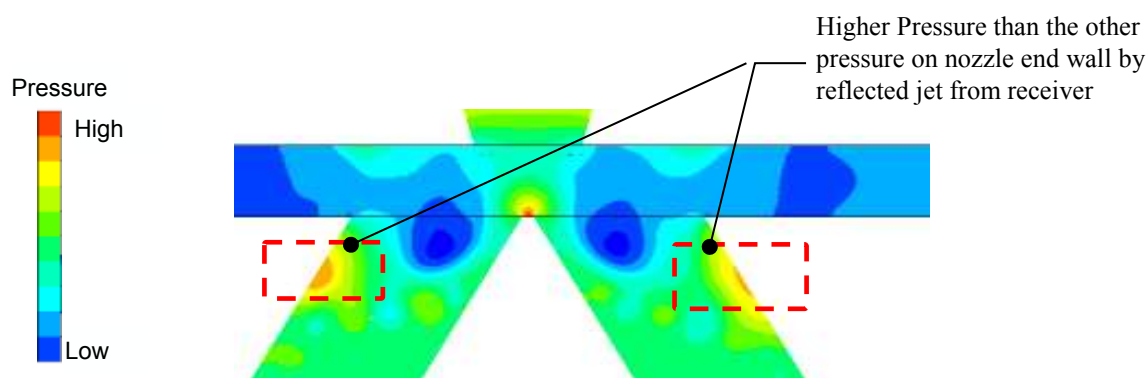


Figure 70 Analysis results of Pressure Distribution at Null Stroke
(Baseline Nozzle, Receiver and Nozzle Receiver Clearance)

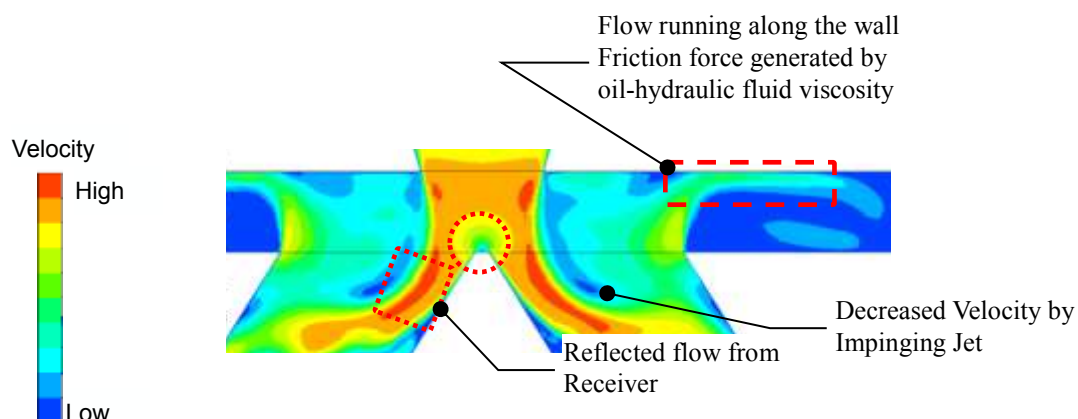
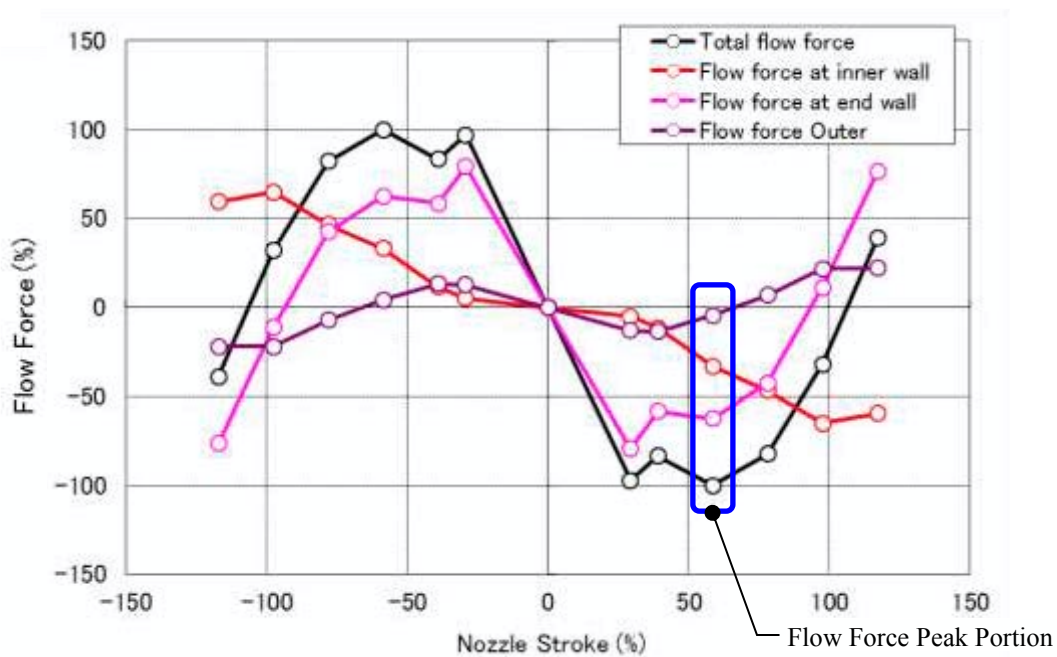
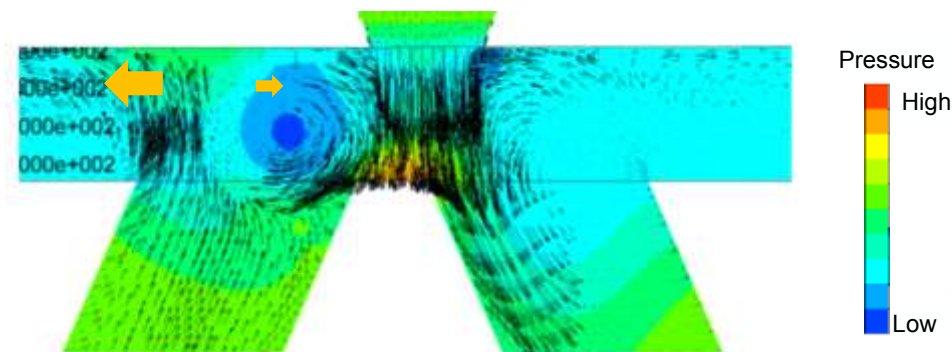


Figure 71 Analysis results of Velocity Distribution and Streamline at Null Stroke
(Baseline Nozzle, Receiver and Nozzle Receiver Clearance)

一般的に粘性摩擦による流体力は圧力による流体力より小さい. しかし, 本研究で対象とするジェットパイプ・バルブは, ノズルのストロークを増加させるため, ノズル回転中心からノズル先端までのモーメントアームが大きく, 粘性摩擦により発生する流体力が無視できない. ノズル端面の流体力は Figure 72 a)に示すようにピークを持つ. Figure 72 b)にノズルが右方向に作動し, 流体力がピーク時のストロークにおける圧力分布と流速ベクトルを示す. 流速ベクトルより, 右方向より左方向流れる作動油の流量が多いことにより, ノズルのセンタリング側に粘性摩擦による力が働いている. よって, ノズルセンタリング方向に流体力が働く. また, ノズルが右方向に作動すると, 左側レシーバより流出する流量が増加するため, ノズルストロークが中立から増加するに従いノズルセンタリング方向の流体力が増加する.



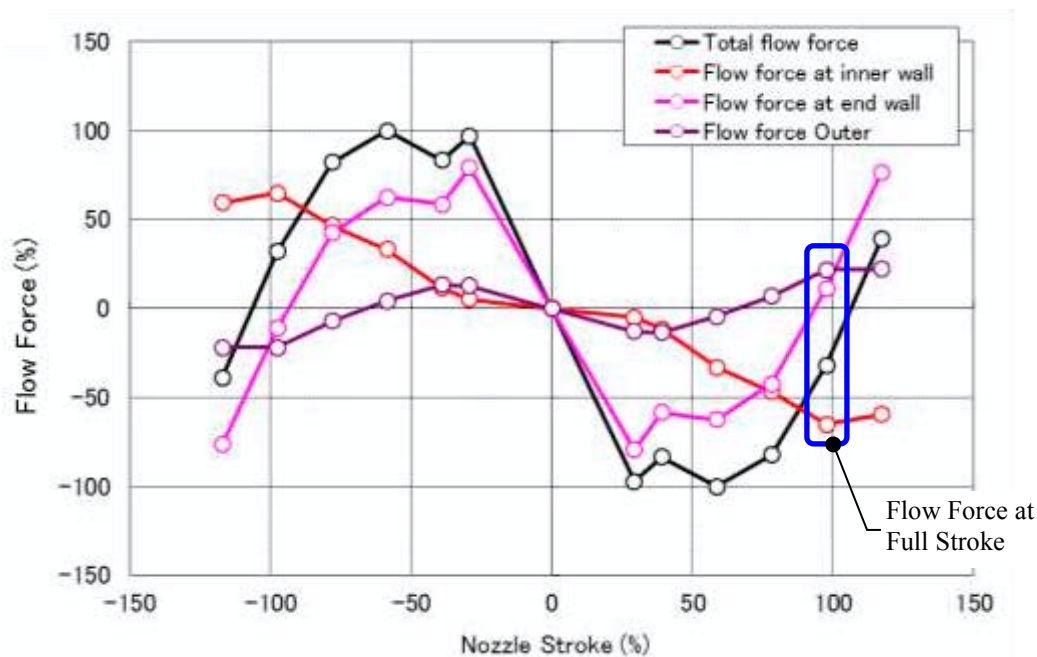
a) Chart of Flow Force



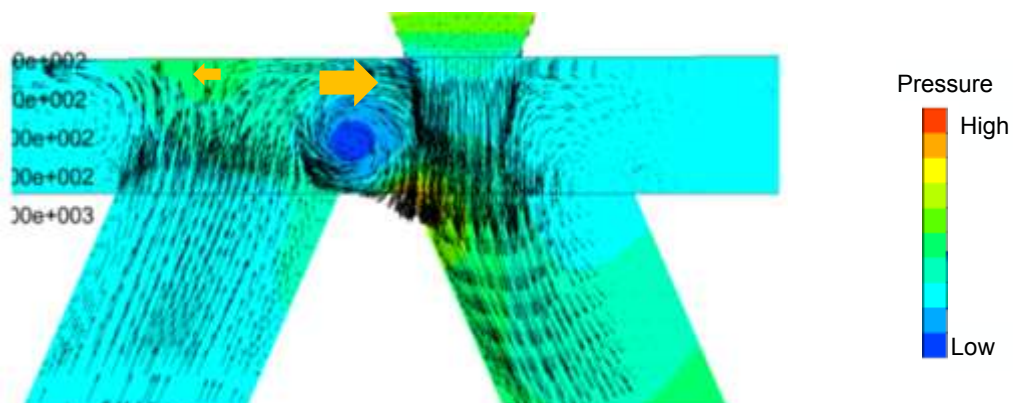
b) Pressure Distribution and Velocity Vector

Figure 72 Analysis Results at Flow Force Peak Stroke
(Baseline Nozzle, Receiver and Nozzle Receiver Clearance)

ノズルの流体力がピークとなるノズルストロークを超えてノズルがストロークすると, Figure 73 a)に示すようにノズル端面の流体力が低下し, フルストローク付近においては, アシスト側にノズル端面の流体力が働く. Figure 73 b)に示す圧力と流速ベクトルより, ノズルに対して左側に発生する渦の流速ベクトルが増大し, 影響が増加している. この渦の流速ベクトルは, ノズル端面においてノズルアシスト方向であり, 左方向より右方向の流量が多く, 粘性摩擦力が, ノズルアシスト方向に働く. よって, フルストローク付近において, ノズルに印加される流体力はアシスト方向になる.



a) Chart of Flow Force



b) Pressure Distribution and Velocity Vector

Figure 73 Analysis Results at Flow Force at Nozzle Full Stroke
(Baseline Nozzle, Receiver and Nozzle Receiver Clearance)

6.2.3 ノズルの外周円筒部に発生する流体力発生メカニズム

Figure 74 に示す黄色部のノズル外周円筒部に発生する流体力は, 圧力分布の不均一によって発生する. ノズル外周円筒部の圧力変化は, Figure 74 に示す緑色部ノズル端面に付着した流れがノズル外周円筒部で剥離することにより発生する.

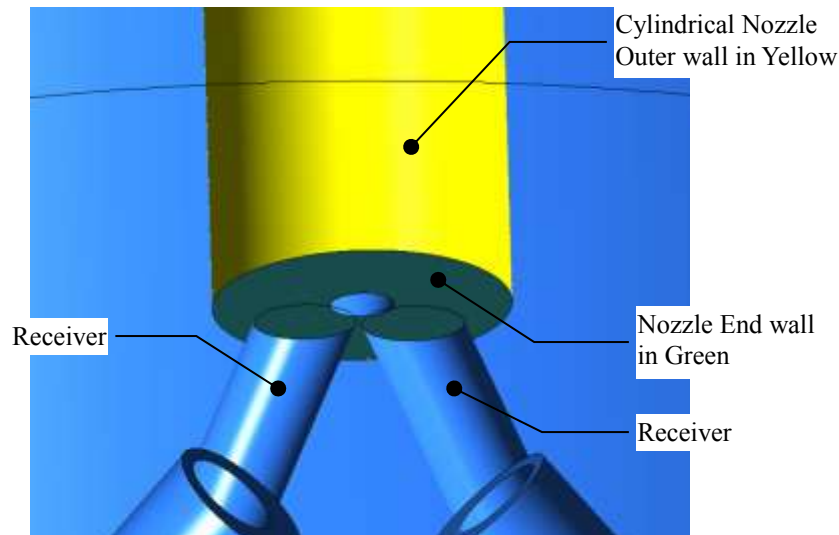


Figure 74 Nozzle and Receiver with Cut Front Surface

ここで, Figure 75 にノズルストローク中立時におけるノズルの外周円筒部の圧力分布と流線を示す. 流線が外周円筒部と多く交差する範囲と圧力低下箇所に相関があることが分かる. よって, ノズル端面に付着した流れが剥離することにより圧力が低下することを確認した.

ノズルがストロークして, レシーバに流入する流量が変化すると, 左右のレシーバから流出する流量が不均一となるため, ノズル外周円筒部にてノズル端面から剥離する流量が左右で不均一になる. よって, ノズル外周円筒部圧力が不均一となり, 流体力が発生する.

Figure 76 に示すようにノズルが右側に 100%ストロークした場合, 左側のレシーバから流出する流量が増加する. しかし, 渦が発生するため, 左側ノズル外周円筒部への流路面積が縮小し, 左側の流量が低下する. 一方, 右側ノズル外周円筒部に流れる流量が増加する. その結果, 右側ノズル外周円筒部の圧力が相対的に低下し, 流体力が右向き, ノズルに対してアシスト側に発生する.

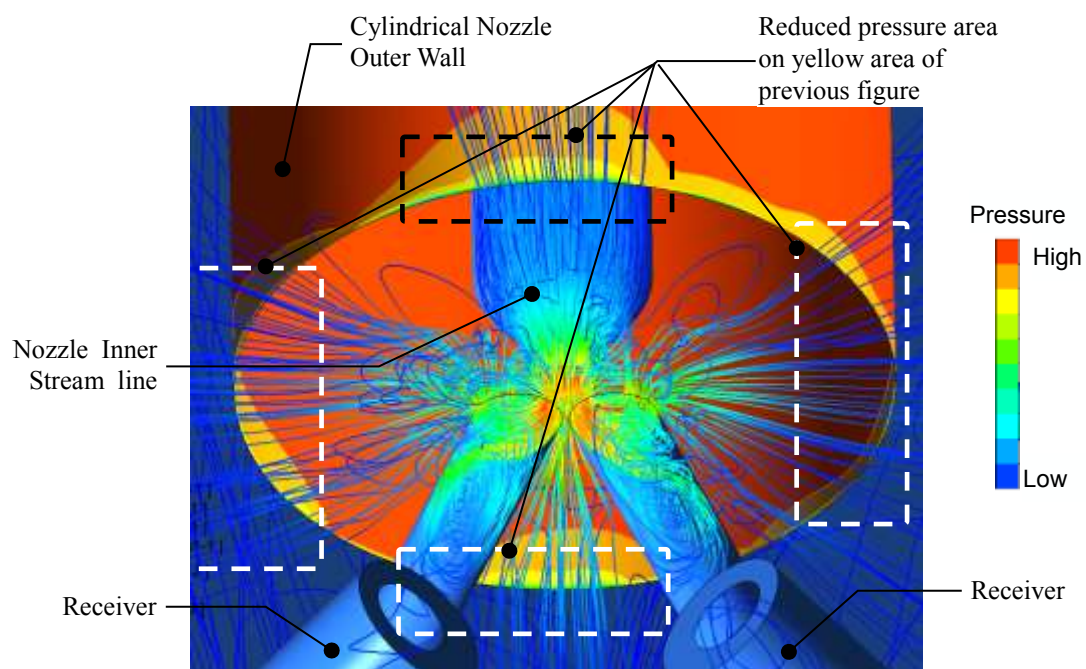


Figure 75 Analysis results of Pressure Distribution on Nozzle outer Cylindrical Wall and Streamline at Null Stroke

(Baseline Nozzle, Receiver and Nozzle Receiver Clearance)

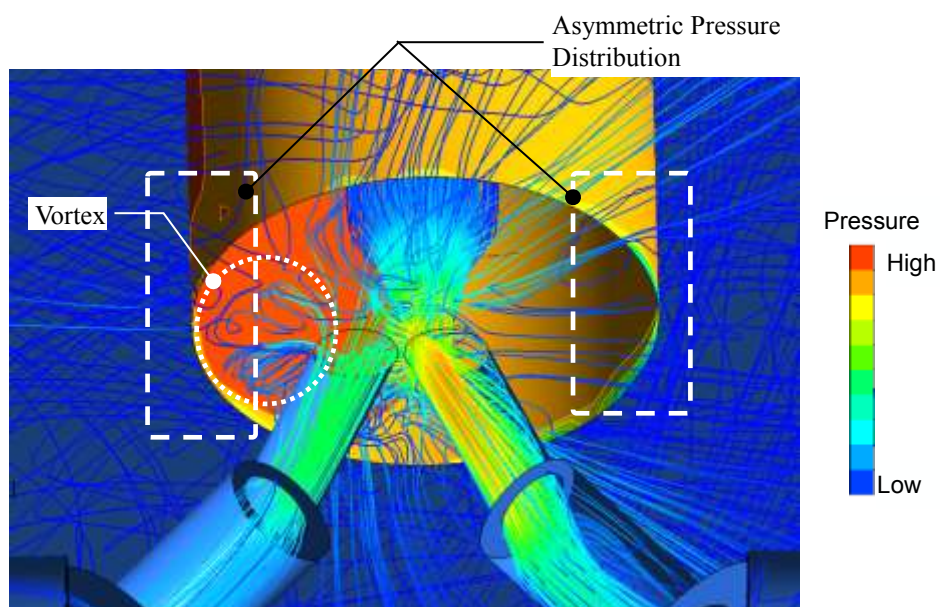


Figure 76 Analysis results of Pressure Distribution on Nozzle outer Cylindrical Wall and Streamline at 100% Stroke

(Baseline Nozzle, Receiver and Nozzle Receiver Clearance)

6.2.4 非定常流体力の検討

5.2.4.2 項にて、非定常性の検討を行った。その際、ノズルを作動させて非定常、移動境界問題により、ノズル端面と外周円筒部に印加される流体力の解析を行った。ここでは、5.2.4.2 項と同様にノズル端面と外周円筒部に印加される流体力を算出する。ノズルを三角波により作動させる移動境界問題とした。ノズルを静的、周波数 10Hz, 100Hz で作動させたときの流体力を解析する。定常流体力は流量に比例し、非定常流体力は流量の時間変化に比例するため、一般的に以下のような方程式で表される。

$$F_Q = \alpha_1 \cdot Q + \beta_1 \cdot \frac{dQ}{dt} \quad (65)$$

次に、式(65)をノズルストローク(xn)の式に変換すると式(66)が得られる。

$$F_Q = \alpha_2 \cdot xn + \beta_2 \cdot \frac{dxn}{dt} \quad (66)$$

よって、3D-CFD により求められる F_Q についてノズル作動速度ごとに求め、静的に作動させた時の流体力から差し引くことで非定常流体力が求められる。求めた非定常流体力とノズル作動速度から、比例定数 β_2 を求める。

周波数を 10, 100Hz 変化させた非定常解析結果を Figure 77 に示す。

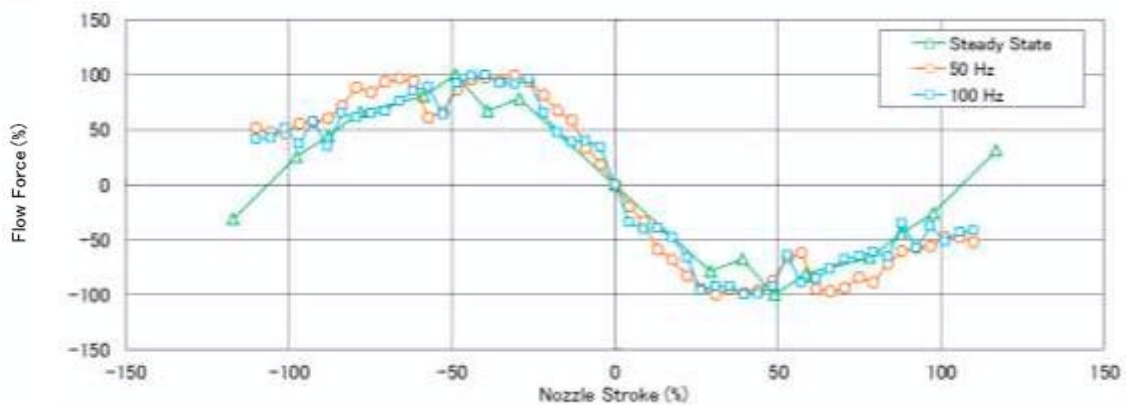


Figure 77 3D-CFD analysis results of flow force with various nozzle drive frequencies (Steady state, 50Hz and 100Hz)

この結果から、最大流体力とノズルストローク中立近傍の流体力の傾きを Table 15 に示す。Table 15 より、作動速度が増加すると最大流体力が増加するが、50Hz と 100Hz は、ほぼ同等となった。一方、ノズルストローク中立近傍において、作動速度の増加に従い流体力の傾きが増加する。

Table 15 Flow Force Analysis Result and Experimental Result of Various Nozzle Diameters

Nozzle Movement Frequency (Hz)	Flow force Slope around Nozzle Null Stroke (%/%)	Maximum Flow Force (%)
Steady State	100	100
50	200	124
100	358	123

(66)式よりノズルの作動速度と非定常流体力は比例関係になるため, ジェットパイプ・バルブにおいて非定常流体力のノズル作動速度に対する比例係数を算出する. Table 15 にて整理した結果を横軸ノズル作動周波数(ノズル作動速度に比例)にて Figure 78 のグラフを作成した. このグラフより最小二乗法により比例係数 2.58% /Hz が得られ, ノズル作動速度と非定常流体力に比例関係があることを示した.

非定常解析結果と定常解析結果の差が非定常流体力である. 10Hz と 100Hz の作動周波数において最大非定常流体力は最大定常流体力に対して約 25% (=124-100 もしくは, 123-100)と大きい. 一般に非定常流体力は小さいと言われる(田中, 2011)が, スプール・バルブを対象にした場合であり, パイロット用バルブには適用できないことを示した.

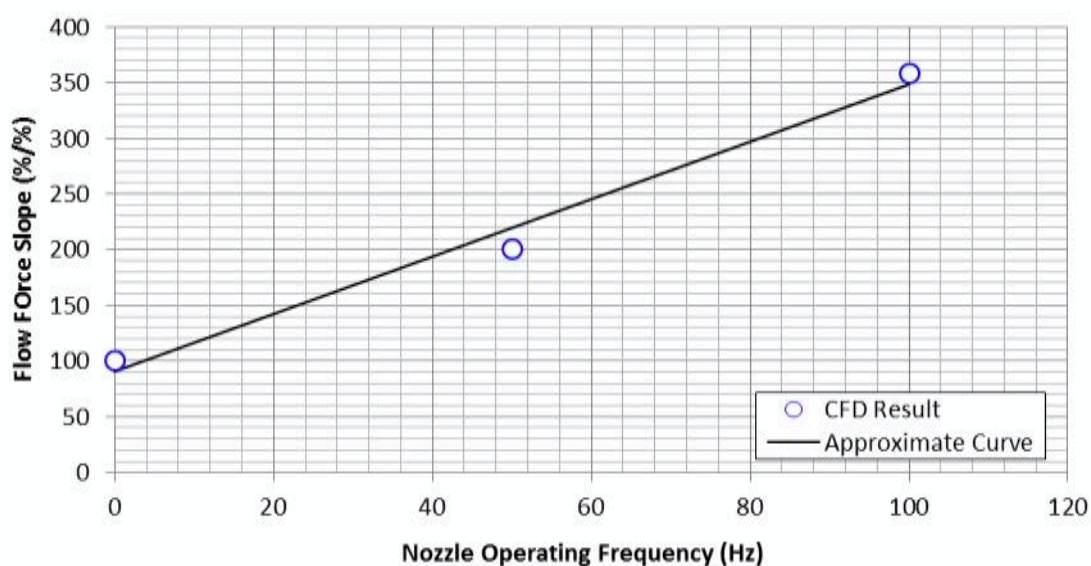
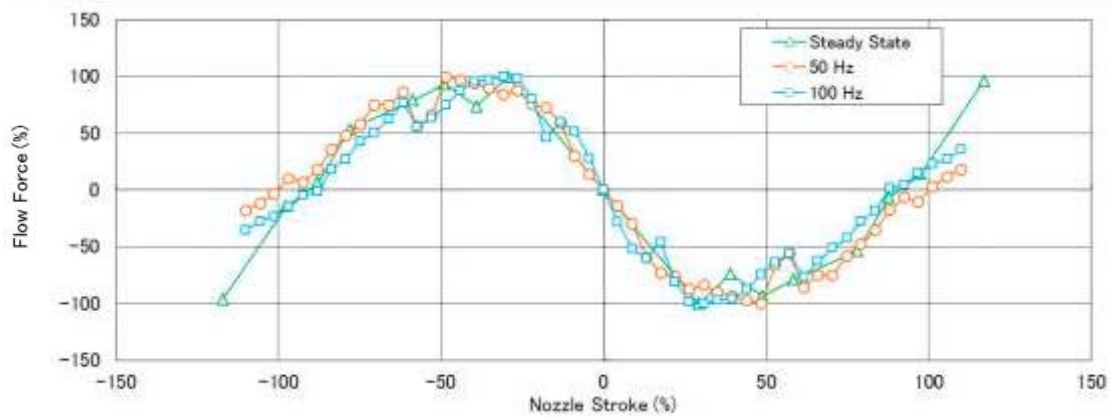
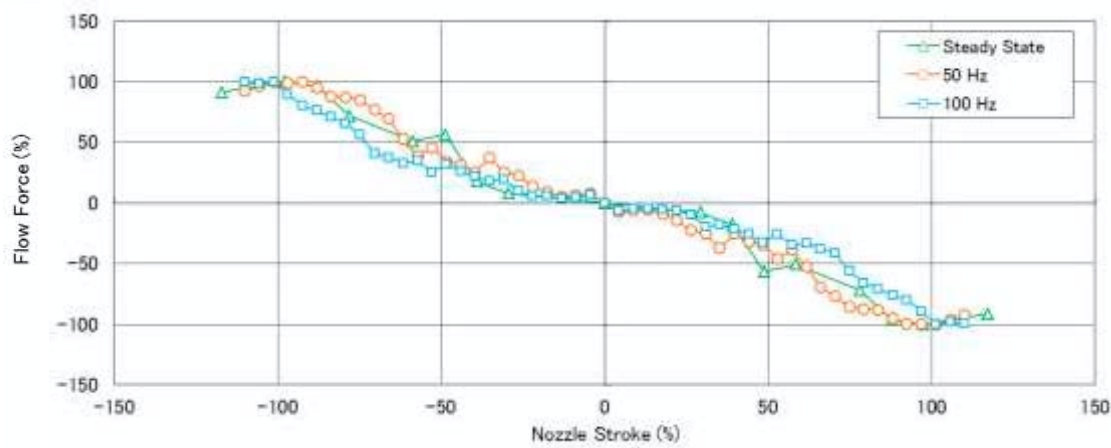


Figure 78 Dynamic Flow Force and Nozzle Stroke Velocity

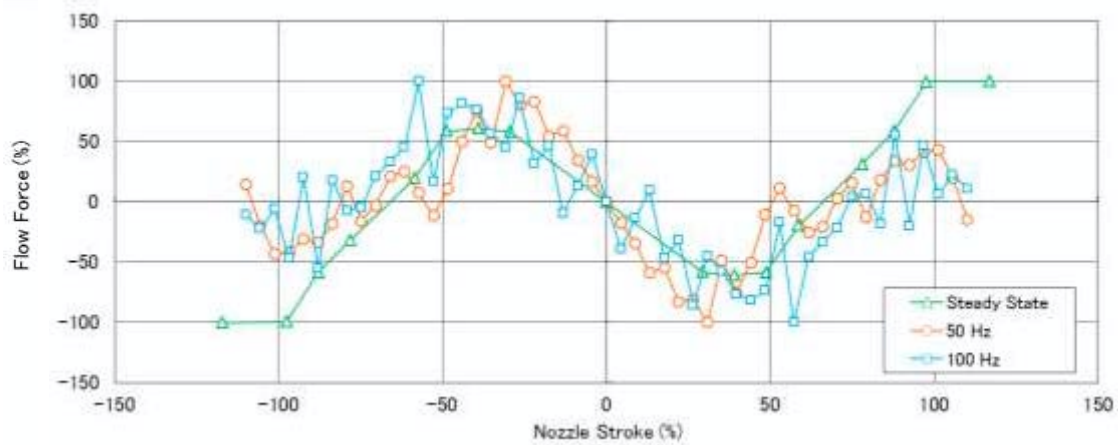
流体力は, ノズル内部, 端面, 外周円筒部にて発生しており, それぞれの内訳を Figure 79 に示す. ノズル端面と外周円筒部に発生する流体力は, ノズル作動速度の増加に伴い流体力が増加している. 一方, ノズル内部の流体力は, ノズル作動速度と相関がない. よって, ノズル周囲のフローパターンの影響がノズルに影響を与える.



a) Flow Force Generated by Nozzle inner wall



b) Flow Force Generated by Nozzle end wall



c) Flow Force Generated by Nozzle outer wall

Figure 79 3D-CFD analysis results of subtotal flow force with various frequencies unsteady 3D-CFD analysis results

さらに, ノズル作動速度が流量特性に与える影響を検討するため, ノズル作動速度と流量特性を Figure 80 に示す. この結果から, 流量特性のプロット点はほぼ重なり, 流量特性は変化しないことを示した. よって, 流量特性は, 流体力と異なり, ノズル作動速度の影響を受けないことを Figure 80 から明らかにした.

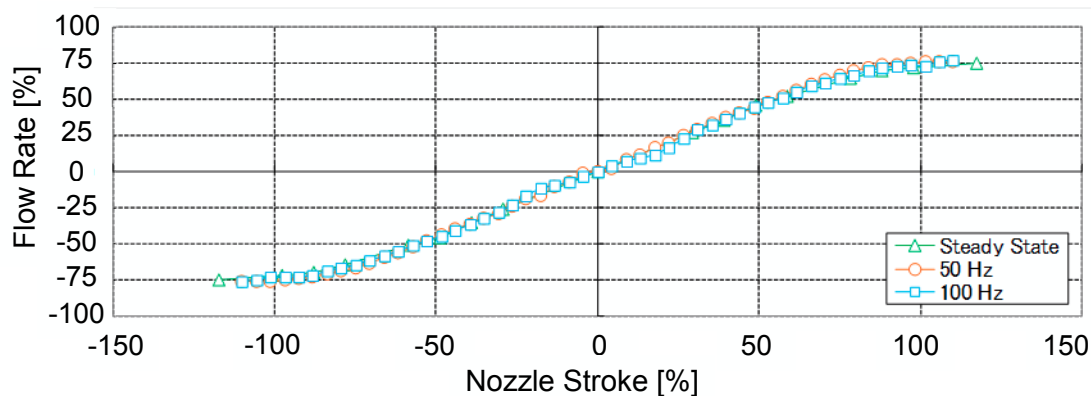


Figure 80 3D-CFD analysis results of flow rate with various frequency unsteady 3D-CFD analysis results

以上より, 3D-CFD 解析を用いてジェットパイプ・バルブの非定常性を明らかにしたが, ノズル作動速度を変化させた場合の流体力, 流量, 圧力特性の実験手法を確立できていないため, 以上の解析結果と実験結果の比較検討ができていない. 今後, 非定常特性を測定可能な実験手法を確立し, 計測する必要がある.

6.3 ノズル, レシーバ間の渦流れの検討

6.3.1 ノズル, レシーバ間の渦発生メカニズムの検討

5.2 項においてノズル, レシーバ間に渦が発生し, 流量特性に影響することを説明した. 次に, 渦の発生メカニズムを検討する. 3D-CFD 解析結果より, 渦が発生するノズル, レシーバ間のフローパターンが得られ, 以下の 2 点が得られた.

- 1) ノズル, レシーバ間に発生する渦は, ノズル, レシーバの中立付近において大きい. ストロークが増加すると飽和蒸気圧の等値面直径が縮小する.
- 2) ノズル, レシーバ間に発生する渦は, 左右のレシーバにおいて発生之差が見られ, ジェット流入側のレシーバは, 渦が発生しにくいが逆に流出側の渦は発生しやすい.

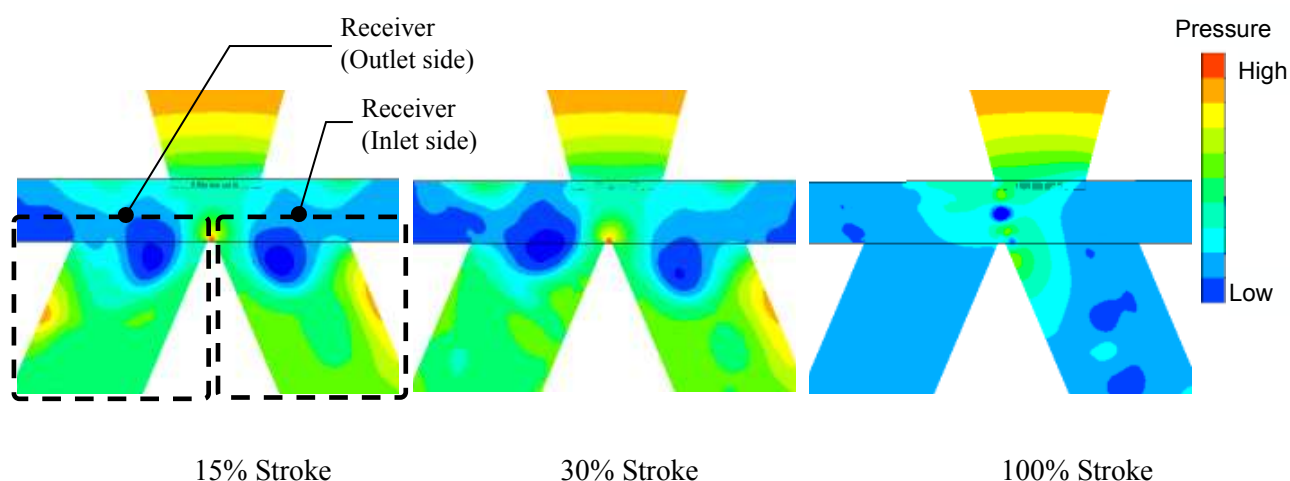


Figure 81 Analysis results of Pressure Distribution

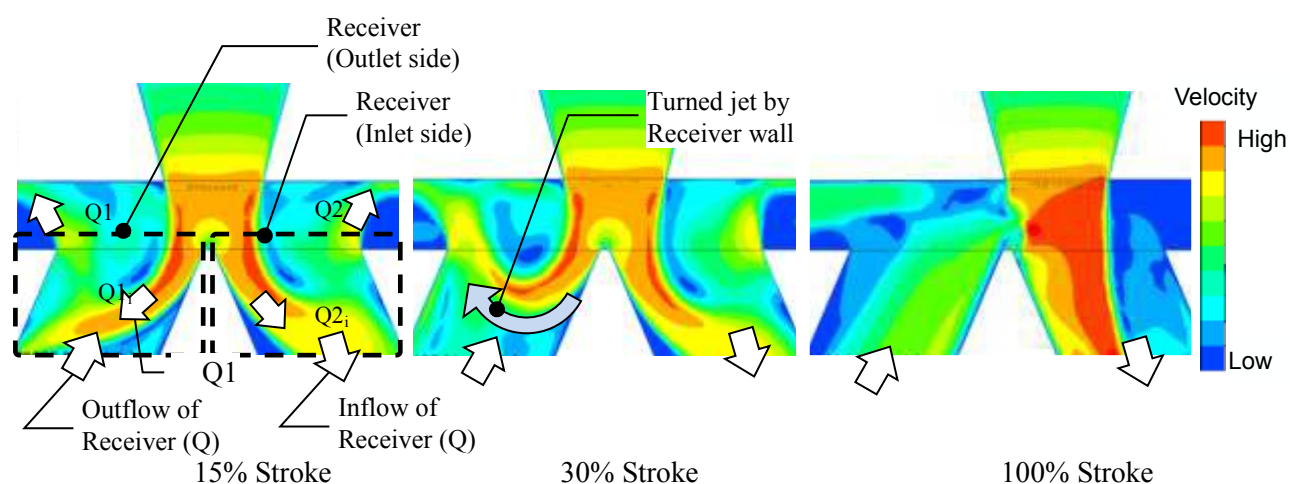


Figure 82 Analysis results of Velocity Distribution

左右のレシーバにおいて, 流入する流量(Q_{in})と流出する流量(Q_{out})が同時に発生する. そして, 左右レシーバ間を流れる流量(Q)は, 左側レシーバの流量($Q1_{in}$, $Q1_{out}$)と右側レシーバ流量($Q2_{in}$, $Q2_{out}$)により簡単な方程式で表すことができる. 左側から右側レシーバに流れる流量を正と置いた場合の流量の方程式を以下に示す.

$$Q = Q1_{in} - Q1_{out} = -(Q2_{in} - Q2_{out}) \quad (67)$$

よって, Figure 81, Figure 82 に示す流出側(紙面左側)のレシーバは, 左右レシーバ間の流量(Q)が流出し, ジェットにより流入する流量($Q1_{in}$)が発生する. 流出する流れ(Q)が流入しようとするジェットの流れ($Q1_{in}$)を阻害するため, ジェットの流れ($Q1_{in}$)はレシーバ穴上部の端面近傍で折れ曲がる. このレシーバ穴上部の端面近傍での折れ曲がりにより流速が減衰されないため, 大きな渦が発生すると考えられる. 反対に, レシーバ内部にてジェットが折れ曲がる場合, 飽和蒸気圧の等値面直径が縮小すると考えられる.

そこで, 以下の方法により, 飽和蒸気圧の等値面直径を変化させる.

1) レシーバサイズを変更する

レシーバを流れる流量(Q)の平均流速を変化させて, レシーバにて折れ曲がるジェットの位置が変化することを確認する. (折り返る位置がレシーバ穴上部の端面近傍の場合, 飽和蒸気圧の等値面直径が拡大し, 内部に移動すると, 飽和蒸気圧の等値面直径が縮小することを確認する)

2) ノズルとレシーバのすき間を変更する

ノズルとレシーバのすき間において作動油粘性の影響によりジェットが減衰する. そこで, ノズルとレシーバのすき間を変化させることにより, ジェットの折り返る位置が変化することを確認する. (折り返る位置がレシーバ穴上部の端面近傍の場合, 飽和蒸気圧の等値面直径が大きくなり, 内部に移動すると, 飽和蒸気圧の等値面直径が縮小することを確認する)

以上の 1)と 2)について 6.3.1, 6.3.2 項にて検討する.

6.3.2 レシーバ径と渦流れの検討

ノズルストローク, ノズル径, ノズルとレシーバ間のすき間の条件を同一とした場合の 3D-CFD 解析結果の圧力分布を Figure 83 に速度分布を Figure 84 に示した. 圧力分布の解析結果より, 流出側のレシーバ内部に作動油の飽和蒸気圧以下となる範囲が発生する. レシーバ径を拡大すると, この飽和蒸気圧以下の範囲が縮小する. そこで, この範囲の中心を通る直線を検査直線として速度分布, 圧力分布, 渦度を求めた結果を Figure 85, Figure 86 に示す. また, Figure 84 に示した流速分布より, レシーバ径を大きくするにつれ, レシーバに流入したジェットが折り返る位置がノズル内部に移動している. また, 折り返る流速が低下している.

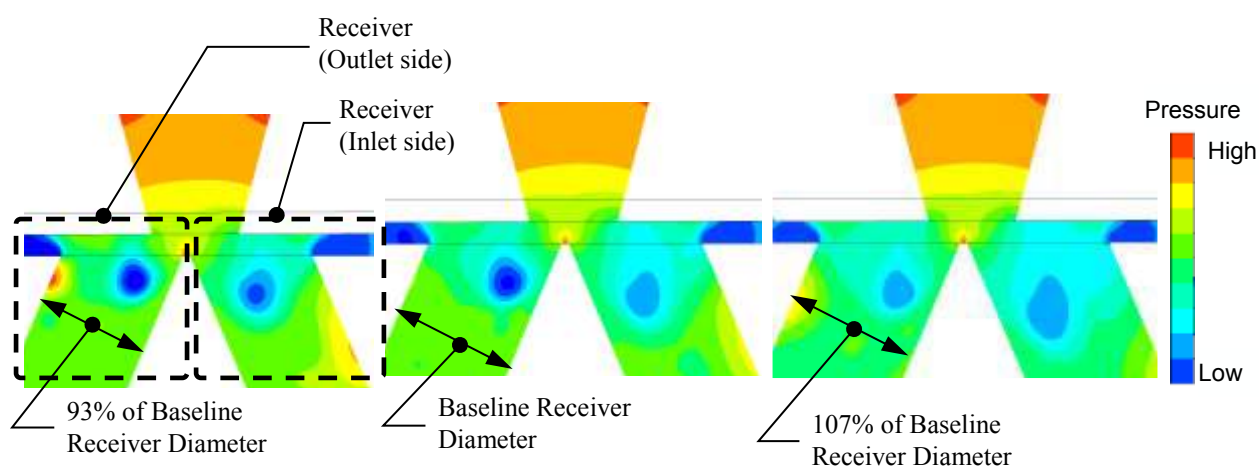


Figure 83 Analysis results of Pressure Distribution for Various Receiver Diameter at 30% Stroke

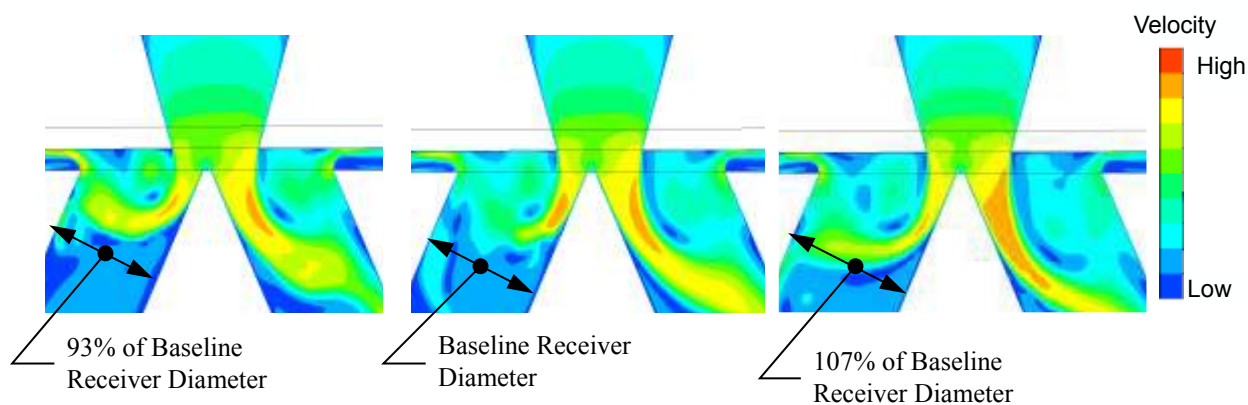


Figure 84 Analysis results of Velocity Distribution for Various Receiver Diameter at 15% Stroke

次に, Figure 83 に示した断面の飽和蒸気圧以下となる範囲の中心を通る検査直線上の水平, 鉛直方向の流速と圧力, 位置を抽出し, 式(68)より流速の絶対値を求めた. 求めた流速, 圧力を Figure 85 に示す. この結果より飽和蒸気圧以下となる範囲において, 中心に向かうに従い, 圧力が低下し, 流速がほぼゼロとなりその周囲の流速が速くなっている. この特徴から飽和蒸気圧以下の範囲において渦が発生していることが分かる.

$$v = \sqrt{u^2 + v^2} \quad (68)$$

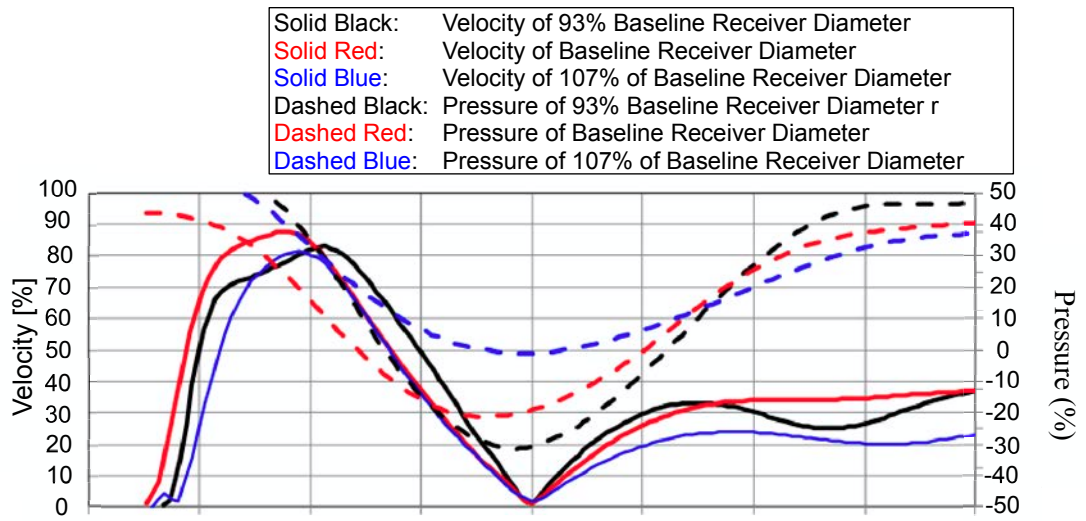


Figure 85 Velocity and Pressure at Cross Section of Center

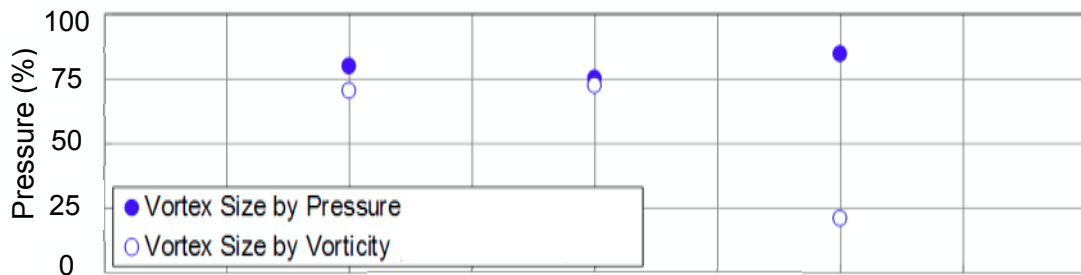
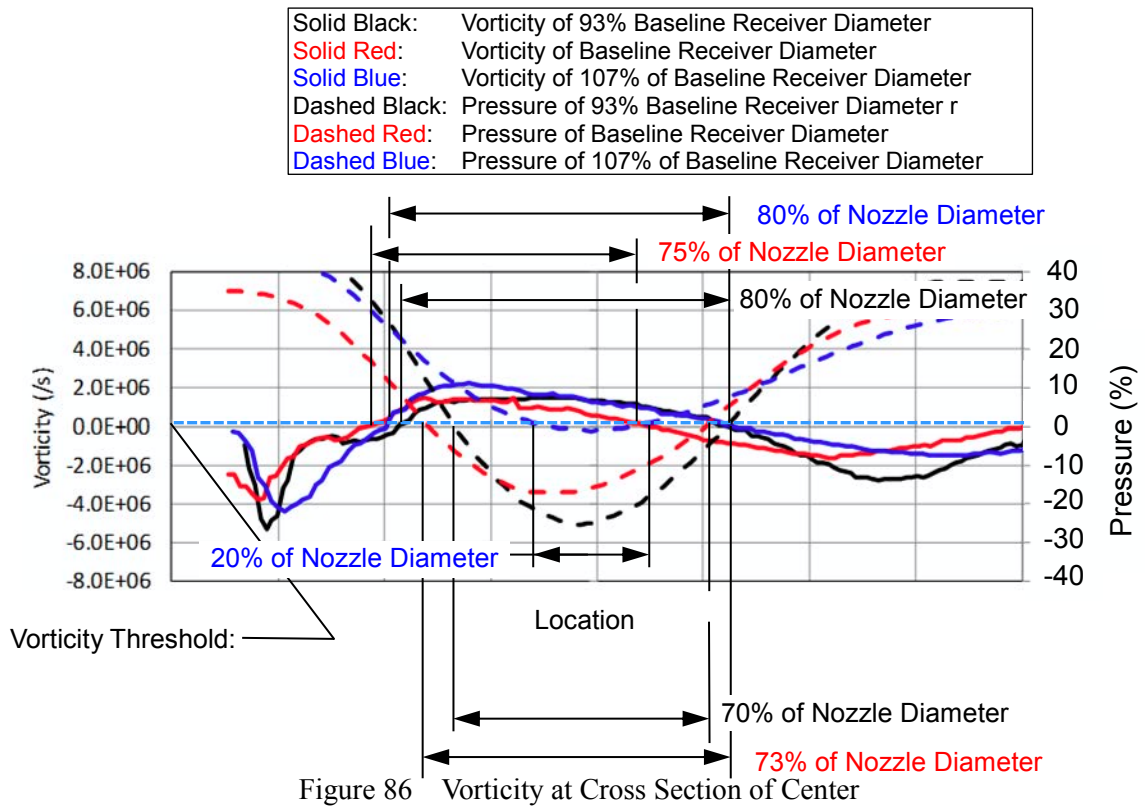
さらに, 渦度と圧力を Figure 86 に示す. 渦度は, 式(69)により求める. ただし, 式(69)は, 連続値の偏微分であるため, 離散化した(70)を用いて渦度を求め, その結果を Figure 86 に示す.

$$\zeta = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \quad (69)$$

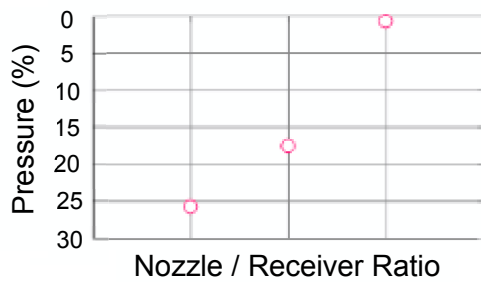
$$\zeta = \frac{\Delta v}{\Delta x} - \frac{\Delta u}{\Delta y} = \frac{v_n - v_{n-1}}{x_n - x_{n-1}} - \frac{u_n - u_{n-1}}{y_n - y_{n-1}} \quad (70)$$

渦度算出の手順を以下に示す.

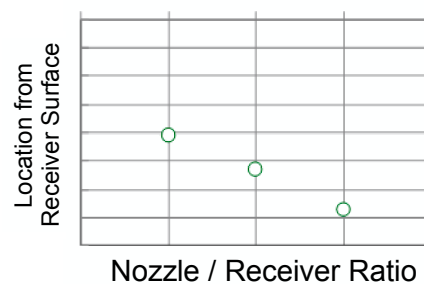
- Step 1) 3D-CFD 結果から渦の中心を通る直線上の節点の流速と位置データを抽出する.
- Step 2) 水平, 鉛直方向にそれぞれ, 節点間の速度差を求め, 節点間の距離で割り, 速度勾配を求める.
- Step 3) 求めた速度勾配より渦度を求める.



a) Vortex Size by Vorticity and Pressure



c) Pressure of Vortex Center



d) Vortex Location

NOTE: Receiver Ratio/Nozzle Ratio means Receiver diameter is divided by Nozzle diameter

Figure 87 Analysis results of Vortex Size, Vortex Location and Pressure of Vortex Center

Figure 85 より, この渦はノズルのジェットにより発生するため, 流速分布が渦の外側ほど流速が速くなる. この外側ほど流速が速い特徴より, 強制渦であることが分かる. 圧力分布は, 渦の中心に向かって低くなっている. ノズル径に対してレシーバ径が増加するに従い渦の中心部の圧力が上昇する. また, Figure 86 に示した飽和蒸気圧以下の範囲と渦度 $0/s$ 以下の範囲の直径を比較した結果, 飽和蒸気圧以下の範囲が拡大すると渦度の最大値が低下する傾向がとらえられた.

次に, 飽和蒸気圧以下の範囲の渦度が周囲より高く, 渦の発生が明らかとなったため, この範囲を閾値とする等値面直径を渦サイズと定義して, Figure 87 a) にその直径, b) に中心部圧力, レシーバ端面からの渦中心位置を示す. 横軸は, レシーバ径をノズル径で割った無次元数(レシーバとノズルサイズ比)とした. 作動油飽和蒸気圧の等値面直径は, レシーバとノズルサイズ比が増加すると渦度が減少する. 渦の中心部圧力は, レシーバとノズルのサイズ比が拡大すると比例して圧力が増加する. 解析結果よりレシーバ径が拡大するほど, 作動油飽和蒸気圧の等値面直径が縮小する. また, 渦の中心位置はレシーバとノズルのサイズ比が拡大すると比例してレシーバの内部に移動する.

6.3.3 ノズル, レシーバのすき間と渦流れの検討

ノズル径, レシーバ径を同一とした場合の 3D-CFD 解析結果の圧力分布を Figure 88 に速度分布を Figure 89 に示した. 圧力分布の解析結果より, 飽和蒸気圧以下の範囲が発生する. すき間を小さくすると, 定性的に飽和蒸気圧以下の範囲の発生位置がレシーバ内部に移動し, レシーバの飽和蒸気圧の等値面直径が小さくなっている. Figure 89 に示した流速分布より, すき間を小さくするにつれ, レシーバに流入したジェットが折り返る位置がノズル内部に移動して, 折り返る流速が低下する.

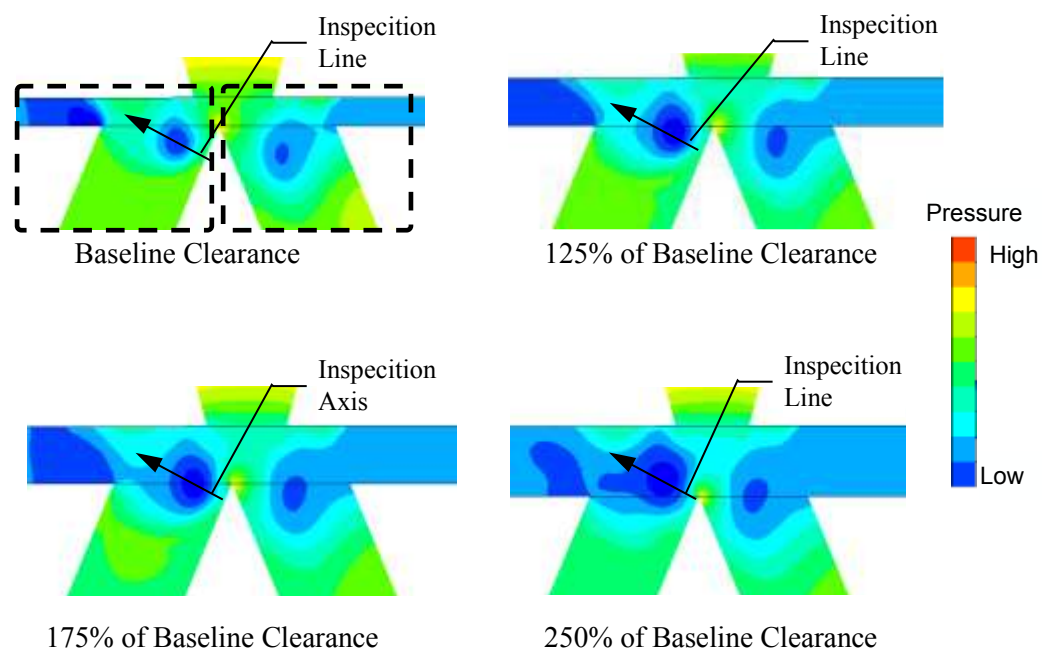


Figure 88 Analysis results of Pressure Distribution for Various Receiver Diameter at 30% Stroke

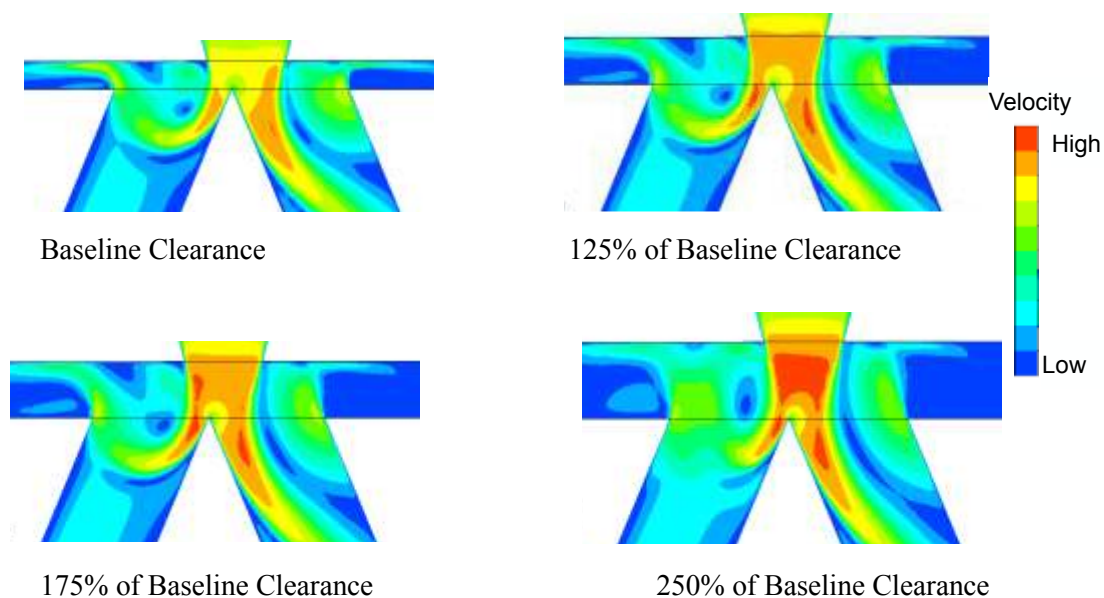


Figure 89 Analysis results of Velocity Distribution for Various Receiver Diameter at 15% Stroke

次に, Figure 88 に示した断面の渦の中心を通る直線上の水平, 鉛直方向の流速と圧力, 位置を抽出し, 式(68)より流速の絶対値を求めた. 求めた流速, 圧力を Figure 90 に示す. この結果より, 飽和蒸気圧以下となる範囲において, 中心に向かうに従い圧力が低下し, 流速がほぼゼロとなり, その周囲の流速が速くなっている. この特徴より, 飽和蒸気圧以下の範囲において渦が発生していることが分かる.

$$v = \sqrt{u^2 + v^2} \quad (71)$$

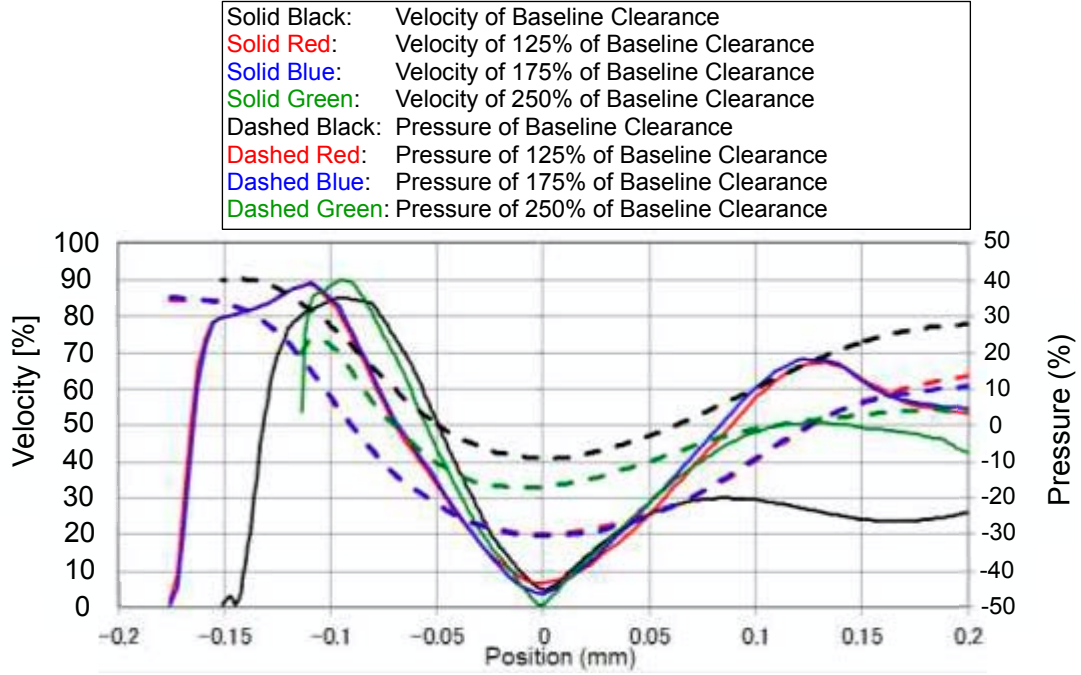


Figure 90 Velocity and Pressure at Cross Section of Center

さらに, 渦度と圧力を Figure 91 に示す. 渦度は, 式(69)により求める. ただし, 式(69)は, 連続値の偏微分であるため, 離散化した(70)を用いて渦度を求めた.

$$\zeta = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \quad (72)$$

$$\zeta = \frac{\Delta v}{\Delta x} - \frac{\Delta u}{\Delta y} = \frac{v_n - v_{n-1}}{x_n - x_{n-1}} - \frac{u_n - u_{n-1}}{y_n - y_{n-1}} \quad (73)$$

渦度算出の手順を以下に示す.

- Step 1) 3D-CFD 結果から渦の中心を通る直線上の節点の流速と位置データを抽出する.
- Step 2) 水平, 鉛直方向にそれぞれ, 節点間の速度差を求め, 節点間の距離で割り, 速度勾配を求める.
- Step 3) 求めた速度勾配より渦度を求める.

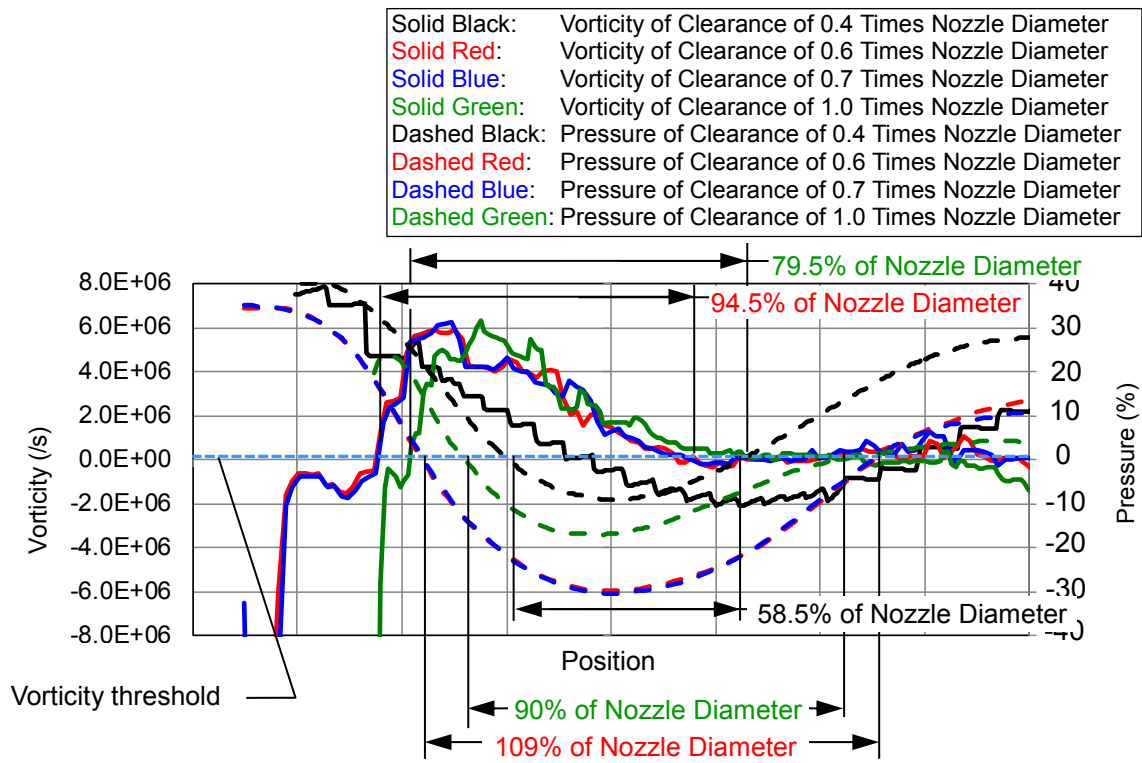
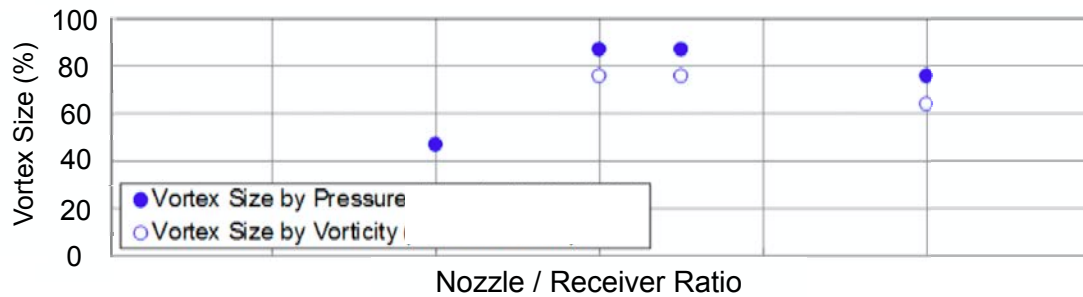
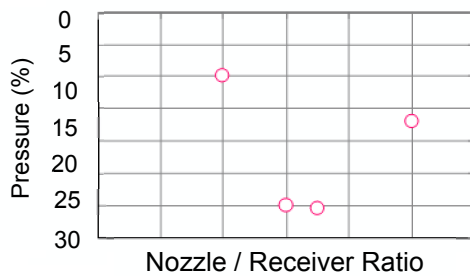


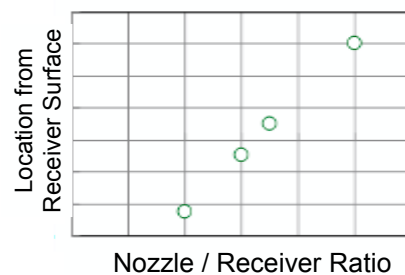
Figure 91 Vorticity at Cross Section of Center



a) Vortex Size by Vorticity and Pressure



c) Pressure of Vortex Center



d) Vortex Location

NOTE: Clearance/Nozzle Ratio means Clearance is divided by Nozzle diameter

Figure 92 Analysis results of Vortex Size, Vortex Location and Pressure of Vortex Center

6.3.2 項と同様に Figure 90 より, 渦の外側の流速が速い特徴より, 強制渦であることが分かる. 圧力分布は, 渦の中心に向かって低くなっている.

次に, 飽和蒸気圧以下の範囲の渦度が周囲より高く, 渦の発生が明らかとなったため, この範囲を閾値とする等値面直径を渦サイズと定義して, Figure 92 a)にその直径, b)に中心部圧力, レシーバ端面からの渦中心位置を示す. 横軸は, ノズルとレシーバ間のすき間をノズル径で割った無次元数(すき間とノズルサイズ比)とした. すき間とノズルサイズ比が増加すると, 比例して等値面の直径が拡大するが, ある閾値を超えると逆に縮小する. この範囲の中心位置は, 比例してレシーバ外側に移動する. この中心圧力は, レシーバとノズルのサイズ比を増加すると圧力が比例して低下する. すき間とレシーバサイズ比がある閾値より増加すると, 逆に圧力が増加する.

以上より, ノズルとレシーバサイズ比を小さくする, もしくはすき間とノズルサイズ比を減少すると飽和蒸気圧以下の範囲の影響は減少する. また, Figure 91 より, 閾値を 0/s とした場合の渦度から渦サイズは明確ではない.

6.4 渦と流量特性の検討

6.3.1 項にて, 渦の発生メカニズムについて検討した. その結果, レシーバ径を拡大し, ノズルとレシーバ間のすき間を縮小することにより, 飽和蒸気圧の等値面直径が縮小する. 飽和蒸気圧の等値面直径が縮小するとレシーバの流路面積が拡大し, 流量ゲインが増大するため, 特性の改善する. よって, ノズルとレシーバ径をさらに増加させた場合の 3D-CFD を実施して検討する. それぞれの流量特性の 3D-CFD 解析結果を Figure 93, Figure 94 に示す.

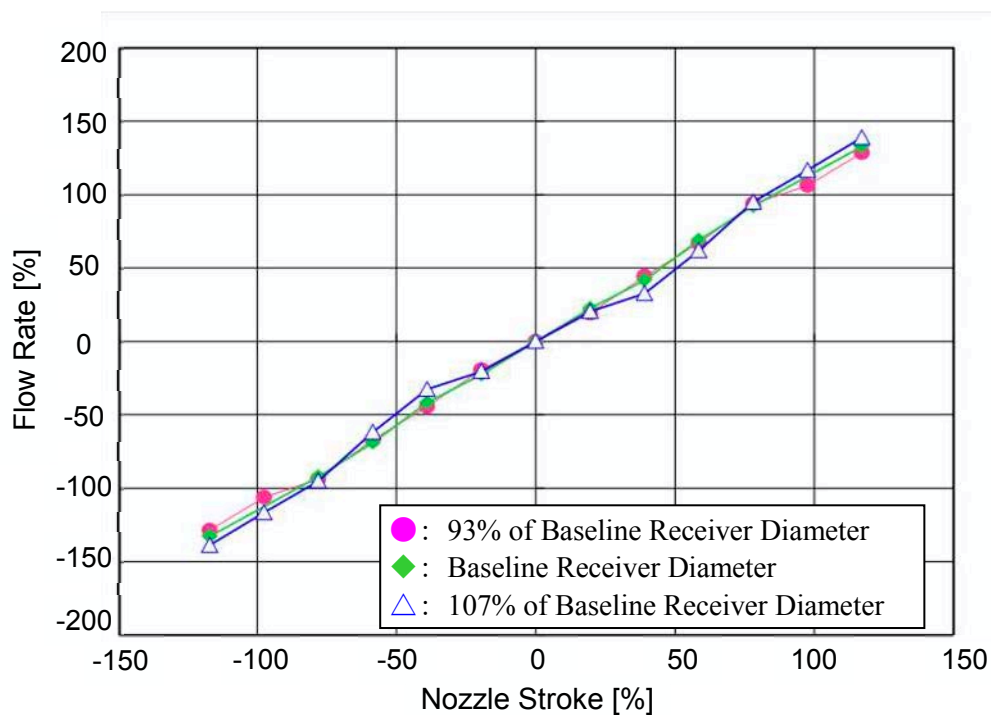


Figure 93 Analysis results of Flow rate for 190 % of Baseline Nozzle Diameter and Various Receiver Diameter

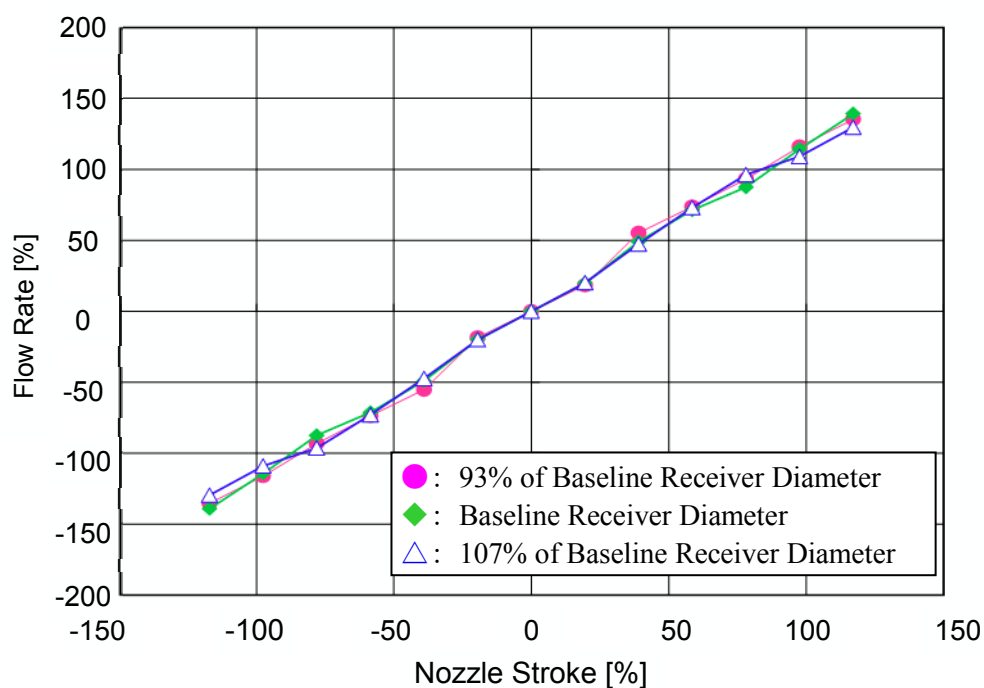


Figure 94 Analysis results of Flow rate for 200 % of Baseline Nozzle Diameter and Various Receiver Diameter

レシーバとノズルサイズ比を拡大すると, 6.3.2 項より, 渦度がほぼ同等であるが, 作動油飽和蒸気圧の等値面直径が縮小し, 流量ゲインが増加するため特性が改善した. レシーバとノズルサイズ比が大きい場合, 6.3.2 項より中間ノズルより渦度が高いため, 流量ゲインが低下する. 以上より, 渦度と作動油飽和蒸気圧の等値面直径が流量ゲインと密接にかかわっている.

6.5 レシーバの管摩擦抵抗の考察

5.2.4 項においてノズル, レシーバ間に発生する渦が流量特性に影響することを考察した. 次に, レシーバが管路形状のため, 管摩擦抵抗の影響について考察する.

レシーバを流れる作動油の Re 数は, 数千程度であり, レシーバ内の流れは, マクロ的に層流である. 一般的に管路の圧力損失は, ダルシー・ワイスバッハの式(74)により計算される. また, レシーバ内の流れは層流であり, 管摩擦係数 λ は式(75)により計算される.

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot \left(\frac{Q}{A}\right)^2}{2} \quad (74)$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64}{\frac{v \cdot d}{\nu}} = \frac{64 \cdot \nu}{v \cdot d} = \frac{64 \cdot \nu}{\frac{Q}{A} \cdot d} \quad (75)$$

式(75)より, レシーバの圧力損失は Re 数に反比例する. よって, Re 数が大きいほど圧力損失が低下し, レシーバ内を流れる流量が増加することになる. Re 数は, 流速とレシーバ径に比例し, 動粘度に反比例する.

ダルシー・ワイスバッハの式(74)に管摩擦係数の式(75)を代入する.

$$\begin{aligned} \Delta p &= \frac{64 \cdot \nu}{\frac{Q}{A} \cdot d} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot \left(\frac{Q}{A}\right)^2}{2} = \frac{32 \cdot \nu \cdot l}{d^2} \cdot \rho \cdot \frac{Q}{A} = \frac{32 \cdot \nu \cdot l \cdot \pi \cdot \nu}{4 \cdot Q} \cdot \rho \cdot \frac{Q}{A} \\ &= 8 \cdot \nu \cdot l \cdot \pi \cdot \nu \cdot \rho \cdot \frac{1}{A} = 8 \cdot \nu \cdot l \cdot \pi \cdot \nu \cdot \rho \cdot \frac{4}{\pi \cdot d^2} = 8 \cdot \nu \cdot l \cdot \nu \cdot \rho \cdot \frac{4}{d^2} \end{aligned} \quad (76)$$

式(76)より, 圧力損失(Δp)は, レシーバ面積に反比例し, 平均流速に比例する.

Re 数の式を平均流速(v)から流量(Q)を用いた式(77)に変換する. Re 数は, 式(77)に示す通り, 流量に比例し, レシーバ面積, 動粘度に反比例する.

$$Re = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} \cdot \frac{d}{v} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v} \cdot \frac{1}{d} \quad (77)$$

レシーバを流れる流量 Q は, マクロ的にノズル径とノズルストロークに比例する. 5.2.4 項における検討では, ノズル径を定数として, レシーバ径を変化させた場合を考えた, 流量 Q は, 定数と考えることができる. この場合, 式(77)より, Re 数はレシーバ径に反比例することになる.

よって, 式(75) (77)より, レシーバ径を大きくすると管摩擦抵抗が増加し, 圧力損失が増加する. そのため, レシーバを流れる流量が低下する.

6.6 レシーバの渦と管摩擦抵抗による流量特性変化

レシーバにおける渦と管摩擦抵抗について検討した. その結果, レシーバ径を減少させると, 作動油飽和蒸気圧を閾値とする等値面の直径が拡大し, 流路面積が縮小ため流量ゲインが低下する. 一方, レシーバ径を増加させると, 渦度の増加によるレシーバ流路面積低下と Re 数の低下により管摩擦係数が増加し, 圧力損失が増加するため流量ゲインが低下する. 以上より, レシーバ径は, 拡大しても縮小してもノズルの流量が低下し, 流量ゲインが低下する.

そこで, レシーバ径に着目して実験結果と 3D-CFD 解析結果を比較, 検討する. Figure 95 に解析結果を示す.

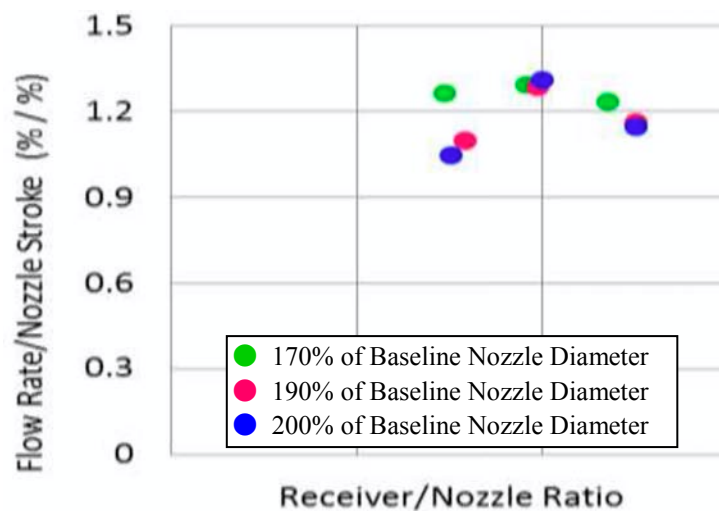


Figure 95 Analysis Results of Flow rate for Various Nozzle Diameter and Receiver

次に, Figure 96 に実験結果を示す. 実験結果も解析結果と同様にレシーバ径が大きくても小さくても流量が低下することが分かった.

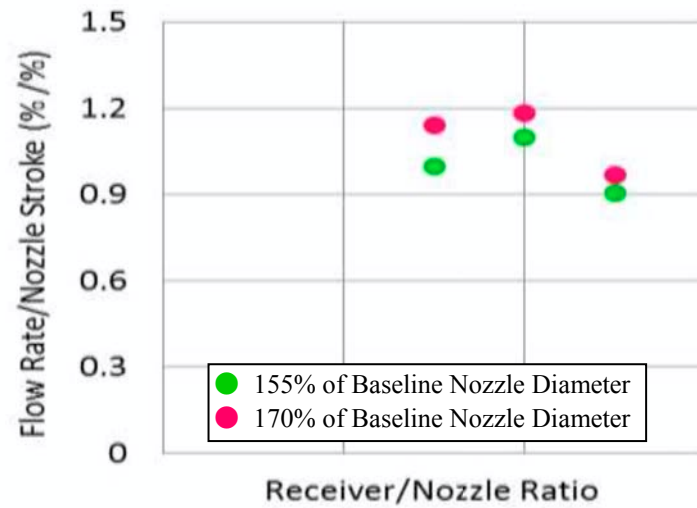


Figure 96 Experimental Results of Flow rate for Various Nozzle Diameter and Receiver Diameter

6.7 まとめ

3D-CFD 解析と実験によりフローパターンについて検討した結果, 以下の知見を得た.

1) ノズル内部に発生する流体力

ノズルが受ける流体力はノズルの端面およびノズルの外周円筒部だけでなく, ノズル内部にも発生する.

レシーバの壁面の影響により, ノズル内部の圧力分布が不均一となることにより, ノズル内部に流体力が発生する. また, ノズル径以上にノズルとレシーバのすき間を大きくするとノズル内部の不均一な圧力分布が緩和される.

以上より, ノズルに印加される流体力を算出する際, ノズル内部の不均一な圧力分布を考慮する必要がある.

2) ノズル, レシーバ間に発生する渦発生する渦発生メカニズム

ジェットがレシーバに噴射されるとレシーバ内部に流入する流量と流出する流量にわかれ, その流速ベクトルの向きが反転しているため渦が発生する. また, レシーバの内部でジェットの折り返りが起こると流量ゲインに対する渦の影響が減少し, レシーバ流出口近傍で発生すると渦の影響が増加する.

3) レシーバ径と渦の影響

レシーバ径を大きくすると, レシーバの平均流速が低下し, レシーバ内部に渦の位置が移動する. さらに反転する流速が低下するため渦の発生が抑制され, 流量ゲインに対する渦の影響が減少する.

4) ノズル, レシーバのすき間と渦の影響

ノズルとレシーバのすき間を小さくすると, ジェットの影響が強くなり, レシーバ内部に渦の位置が移動する. さらに反転する流速が低下するため, 渦の発生が抑制され, 流量ゲインに対する渦の影響が減少する.

5) レシーバの管摩擦抵抗

レシーバサイズを大きくすると, 平均流速が低下して Re 数が低下する. Re 数の低下に伴い, ダルシー・ワイスバッハの式より管摩擦抵抗が増大し, 圧力損失が増加するため流量ゲインが低下する.

6) レシーバの渦と管摩擦抵抗による流量特性

渦による影響と管摩擦抵抗の影響を考慮することにより, 流量特性が最大となるレシーバとノズルサイズ比を見出した.

7) ノズル径と流量特性

ノズルの流れの損失は摩擦損失が大部分を占めるため, ノズル径が拡大するにつれ, 流量ゲインの向上が飽和する.

8) ノズルに印加される流体力

ノズルに印加される流体力は, ノズル内部, 端面, 外周円筒部に発生する.

- ・ノズル内部に発生する流体力:

レシーバの壁面により流線が曲げられることにより発生する.

- ・端面に発生する流体力:

ノズルにジェットが衝突することにより発生する圧力と, 端面に付着した作動油の流れによる摩擦力により流体力が発生する.

- ・ノズルの外周円筒部の流体力:

端面に付着した作動油がノズル外周円筒部にて剥離することにより圧力が低下して流体力が発生する.

9) 非定常流体力

非定常流体力は, ノズルの作動速度に比例する. また, ジェットパイプ・バルブの非定常流体力は, 定常流体力と比べて数十%以上と影響が大きいことを示した. 一方, 流量特性はノズルの作動速度の影響を受けないことを明らかにした. 今後, 非定常流体力を測定できる実験装置の構築が必要である.

7. 従来の解析手法の高精度化

1.3 項にて示した従来の計算モデルによる計算結果は、実験結果と差異が大きく一致しなかった。一方、5 項、および、6 項に示したように 3D-CFD による流体解析により得られた解析結果と実験結果は傾向が一致している。以上より、フローパターンによる影響が大きく、従来手法の計算結果が実験結果と一致しない原因は、複雑な流れのフローパターンの影響を省略した計算モデルを用いたためであることは明白である。

よって、フローパターンの考慮により得られた知見を従来計算に反映することにより計算誤差を減少する。計算誤差さえ減少できれば、従来計算は時間が短く、ノズルとレシーバの設計ツールとして寸法パラメータの絞り込み等に利用でき有効である。また、従来計算は一次元計算モデルであり、システム全体の解析に使用するため、今後も従来計算は重要である。

7.1 従来の計算モデルの問題点

従来の計算モデルは圧力計算において大きなモデル化誤差を持つ。このモデル化誤差の要因として、ノズルとレシーバ間の圧力 (P_i)、噴流のポテンシャルコア、噴流の圧力分布、噴流の拡散についてモデル化を省略した事が挙げられる。よって、これらの考慮を従来の計算モデルに追加し、計算精度を向上して改善を図る。ノズルと壁面 間の圧力 (P_i) はノズルの噴流の圧力分布とポテンシャルコアサイズを考慮する必要がある。ノズルと壁面 間の圧力は、衝突噴流の圧力分布と等価になると仮定する。よって、一般的な衝突噴流による圧力分布の計算モデルを用いて、 P_i を算出する。さらに、従来の計算モデルによる流量計算結果についても改善するため、噴流の拡散による影響を考慮したモデル化を行う。

7.2 壁面の穴に流入する噴流の流速 (v_{in})

壁面の穴に流入する噴流の流速は、以下の式(78)に示すように従来のモデル式と同様にシステム圧力と戻り側(リターン)圧力との差圧とする。また、3D-CFD による解析結果より、壁面の穴に入力される噴流の流速はシステム圧とリターン圧の差圧により発生する流速と同等である。

$$v_{in} = v_{in1} = v_{in2} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_s - p_i)}{\rho}} \quad (78)$$

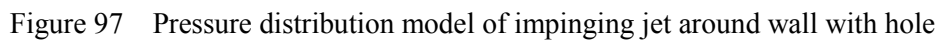
7.3 壁面の穴近傍の圧力(p_i)計算

ノズルと壁面の穴間における圧力 (p_i) を Figure 97 に示す円盤噴流モデルにより計算する。 p_i は、壁面 穴に流入する領域 (Area B) と流出する領域 (Area A) における圧力分布の平均値となる。Area B の圧力は、二次元的に円盤噴流の圧力分布が広がり、計算が複雑である。そのため Figure 97 の C-C 断面を取り、1 次元的に取り扱う。壁面 穴近傍の圧力 (p_i) の計算方法は、Area A と Area B の圧力分布を距離でそれぞれ積分して和を取る。次に、壁面穴径 (Dr) で平均化して壁面 穴近傍の圧力 (p_i) が計算できる。

一般に用いられる平行平板間の流れより式(79)を得て、壁面 穴近傍の圧力を算出する。圧力は、対数関数的に広がっている事が分かる。

次に、得られた圧力分布の式(79)を用いて、Figure 97 に示すノズルの噴流のポテンシャルコア半径(r_{po})から壁面穴の端(r_2)までの距離で積分する

$$r2 = Dr + \frac{Lf}{2} + xn \quad (82)$$



Step 2) 円盤噴流影響範囲(rno)を算出

Step 1) において使用した円盤噴流の圧力分布 計算式は, Figure 98 に示した D_{no} ($= 2 \cdot r_{no}$)を算出する必要がある. r_{no} は, 円盤噴流の圧力が戻り側タンク圧力まで低下する時の半径である. 実験が困難なため, 3D-CFD による解析結果より求める. ノズル直径 (D_n)とノズルと壁面間の距離 (L_{nr})を変化させ 11 パターンの解析を実施した.

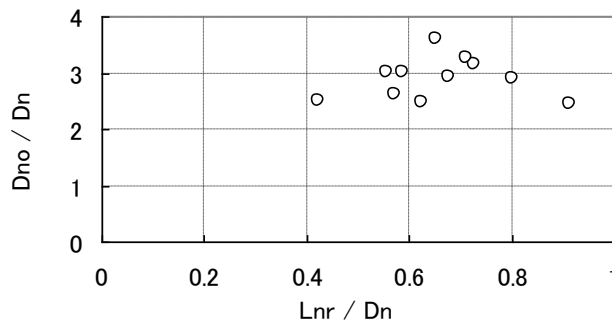


Figure 98 Effective diameter (D_{no}) and nozzle diameter (D_n)

さらに, 壁面噴流の無次元速度分布 D_n , L_{nr} , D_{no} の関係について次元解析と Verhoff (1963)による実験式を参考に整理し, 式(83)が得られた. Figure 99 に比例係数 (K)と L_{nr}/D_n の関係をプロットした. Figure 99 に示した整理前のプロットのバラツキが小さくなり, プロットの平均を取ると $K=0.33$ が得られた.

$$K = 0.33 = \left(\frac{D_{no}}{D_n} \right)^{-1} \cdot \left(\frac{L_{nr}}{D_n} \right)^{\frac{1}{7}} \quad (83)$$

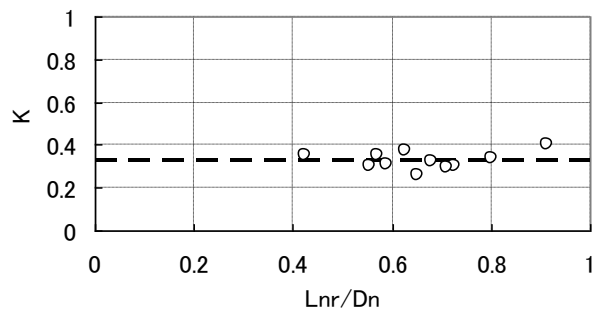


Figure 99 Coefficient of Effective diameter

Step 3) 壁面に到達する噴流のポテンシャルコア直径

式(79), (80), (81)ので用いている壁面に到達するときのポテンシャルコア直径(Dpo)を算出する. 自由噴流のポテンシャルコア長さ(Lpo)はノズル直径の 5 倍とした. よって, 最小値の 5 倍を用いて式(84)を得た.

$$Lpo = 5 \cdot Dn \quad (84)$$

次に, ポテンシャルコア直径は噴流の流れる方向に線形的に減少し, ポテンシャルコア領域を超えるとポテンシャルコアが消失する. よって, ポテンシャルコア直径, ポテンシャルコア長さとノズルと壁面間距離の関係式(85)が得られた.

$$Dpo = Dn - \frac{Dn}{Lpo} \cdot Lnr \quad (85)$$

Step 4) Area B における圧力分布の積分 (PB)

Area B はノズルと壁面 穴が重なる領域のため, ポテンシャルコアを形成して圧力はシステム圧で一定である. よって, Area B における圧力分布の積分は, 圧力(p_s)と Area B の壁面 穴の端($r1$)からポテンシャルコア半径(rpo)までの距離による積で計算される.

$$PB = \int_{r1}^{rpo} p_s \cdot dr = Ps \cdot [r]_{r1}^{rpo} \quad (86)$$

$$= p_s \cdot (rpo - r1) = p_s \cdot \left(rpo - \frac{Lf}{2} - xn \right) \quad (87)$$

$$r1 = \frac{Lf}{2} + xn \quad (88)$$

Step 5) Area A, Area B の圧力より pi を算出

Area A の PA と Area B の PB を壁面 穴の直径で割り平均化して pi を算出する.

$$pi = \frac{PA + PB}{Dr} \quad (89)$$

7.4 壁面に到達する噴流直径(D_{nr})

Figure 100 に示したノズルと壁面 穴が重なる面積(A_{in1} , A_{in2})は, 噴流が拡散する事を考慮する必要がある. そこで, 噴流の発達領域の半値幅と流れ方向位置の関係が分かっている. これを利用し, ポテンシャルコア長さ(L_{po})位置における半値幅($b_{1/2}$)は以下より求められる.

$$b_{1/2} = 0.086 \cdot L_{po} = 0.086 \cdot 5 \cdot D_n \quad (90)$$

最大速度の 90%程度の噴流直径が本研究の対象とする油圧回路に有効と考え, Tollmien (1926)による理論計結果より半値幅の 2 倍程度となる. さらに, 噴流直径は Goertler (1942) による円形乱流自由噴流モデルよりポテンシャルコア領域において線形に噴流が拡散する.

式(90)と噴流直径が線形に拡散する関係より, ノズルと壁面穴 間距離(L_{nr})の噴流直径(D_{nr})は以下の式(91)が得られる.

$$D_{nr} = \frac{2 \cdot b_{1/2} - D_n}{L_{po}} \cdot L_{nr} + D_n \quad (91)$$

7.5 改良した計算モデルによる計算結果と実験結果

提案する計算モデルによる計算結果と実験結果を Figure 100, Figure 101 に示した. Figure 100 は流量特性, Figure 101 は圧力特性である.

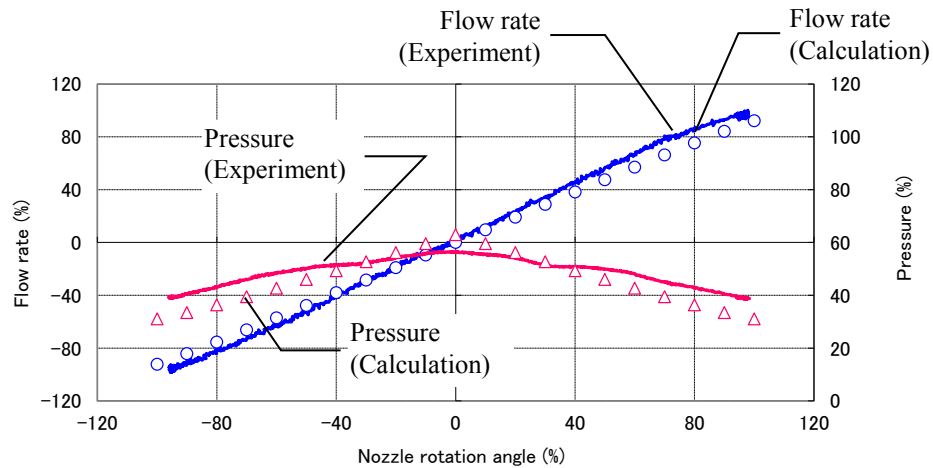


Figure 100 Flow rate characteristics and pressure in hole on wall
(Experimental result and results of analysis with recommended simplified model)

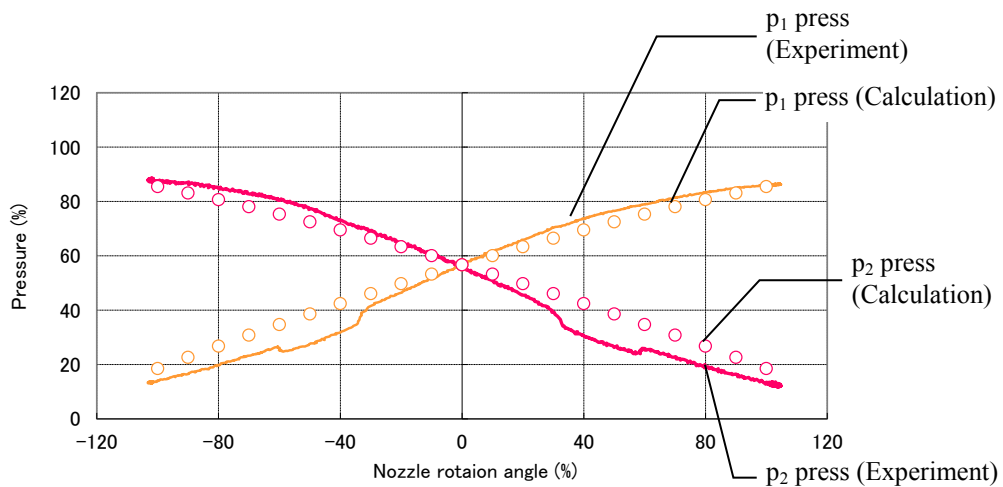


Figure 101 Pressure characteristics
(Experimental result and results of analysis with recommended simplified model)

実験結果と計算結果を比較した結果、改善した計算モデルは流量特性、圧力特性の傾向が実験結果と一致している。従来の計算モデルによる計算結果 Figure 100, Figure 101 と改善した計算モデルの計算結果 Figure 102, Figure 103 を比較する。流量特性については、20%程度あったが定量的な差異が10%程度に低下し、圧力特性については、40%程度の差異が、10%程度に低下し、差異が格段に小さくなった。

この改善した計算モデルのスケールに対する普遍性を確認するためにノズル径と壁面の穴径を2倍にスケールアップした場合について検討した。実験結果と計算結果の比較を Figure 102 (流量特性), Figure 103 (圧力特性) に示す。

スケールアップ前後において、両者の定性的な傾向は一致し、定量的な差異も同等であり、上記のモデル式の妥当性が明らかになった。

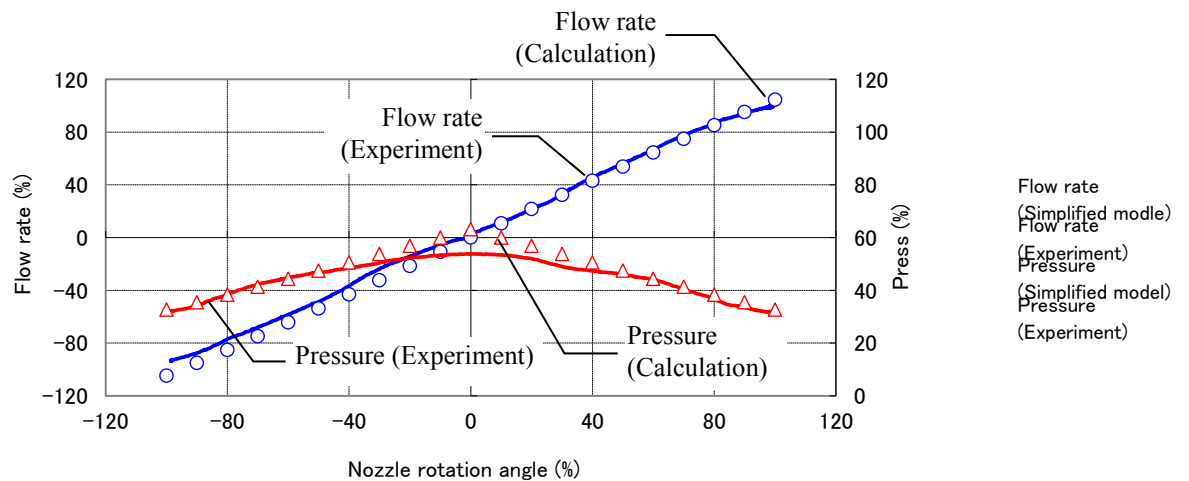


Figure 102 Flow rate characteristics and pressure in hole on wall
(Experimental result and results of analysis with recommended simplified model)

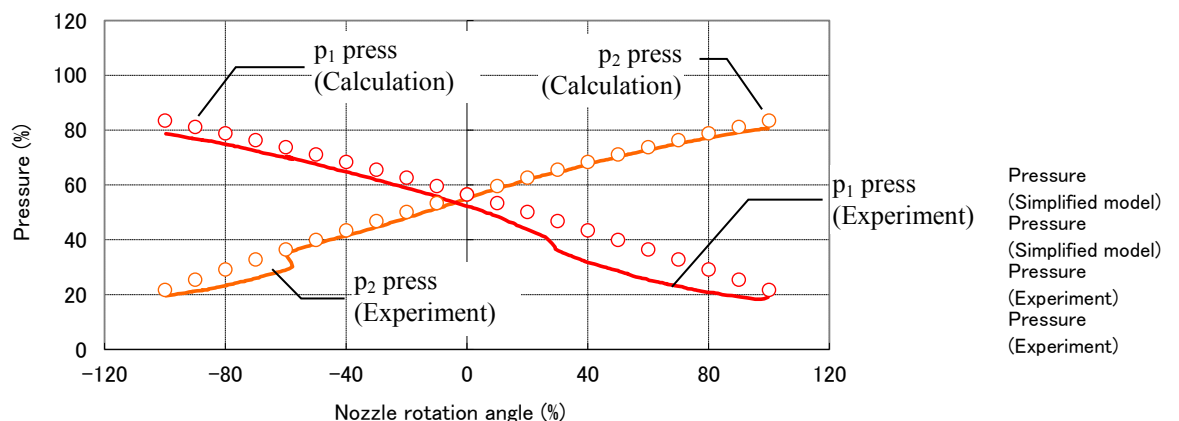


Figure 103 Pressure characteristics
(Experimental result and results of analysis with recommended simplified model)

以下に改善前の計算結果と実験結果(Figure 104, Figure 105)を再掲載する. Figure 100 から Figure 103 と比較すると圧力, 流量特性共に, 計算精度が大幅に向上する. 以上より, 本研究で対象としたジェットパイプ・バルブは, 静特性の解析に当たっても複雑な流れを考慮する必要がある.

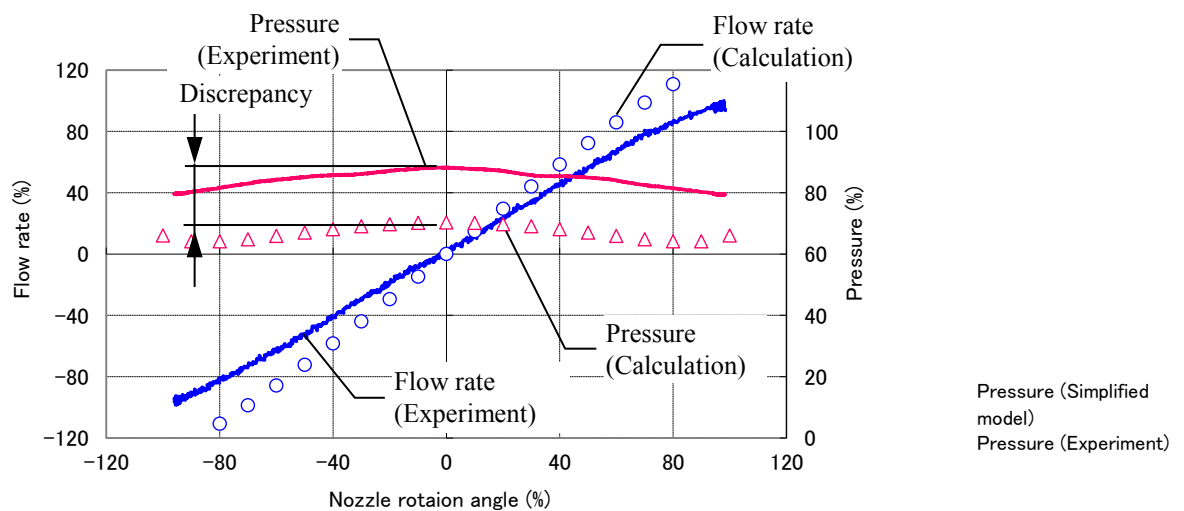


Figure 104 No load flow rate and pressure characteristics in hole on wall
(Experimental result and results of analysis with usual model)

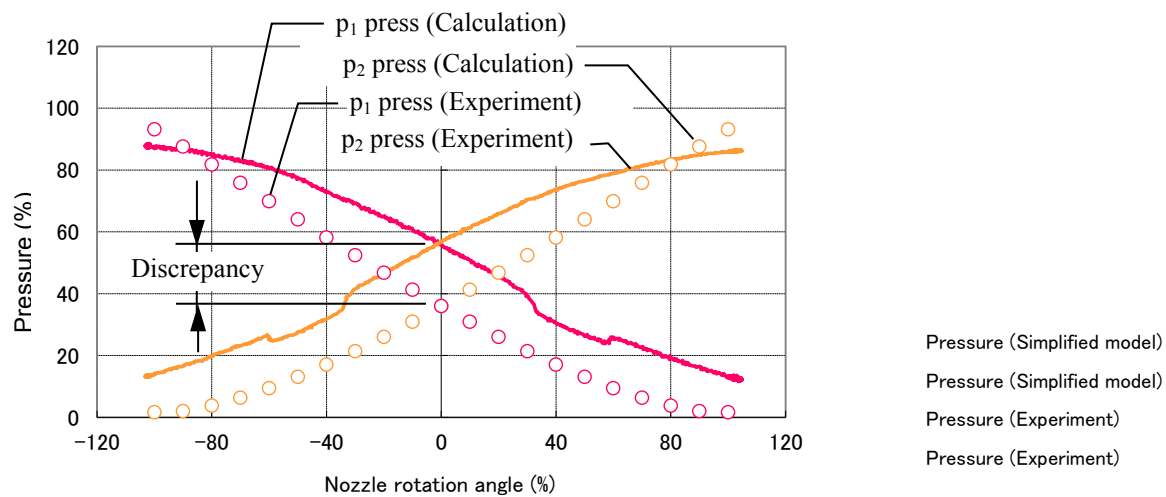


Figure 105 Pressure in holes on wall and differential pressure
(Experimental result and results of analysis with usual model)

7.6 まとめ

1.3.1 項において従来の計算モデルは圧力の計算結果と実験結果の差異が大きく、計算精度が低かった。そこで、圧力に関わるモデル化誤差を低下させて計算精度を向上する。空間分布を考慮した三次元流体解析結果を一次元のモデル式に組み入れた。その結果、従来の一次元の平均流に着目したモデル化と比較し、格段にモデル化誤差を低下できた。また、本研究で得られたモデル式は、この回路のスケールを変更した場合においても、変更前後の定性的な傾向は一致し、定量的な差異も変化がなかった。

以上より、三次元流体解析結果を一次元モデル式に組み入れた結果、設計に活用可能なモデル式を構築した。

8. おわりに

本論文は、噴流を利用した油圧切り替え回路(ジェットパイプ・バルブ)の特性に関する研究をまとめたものである。

3D-CFD 解析によりノズルとレシーバ間のフローパターンが得られ、実験結果と整合を図った。また、多面的な検討(ノズルのフローパターンと流量係数、ノズルに印加される流体力、ノズルとレシーバ間の渦流れ、渦と流量特性、レシーバの管摩擦抵抗、レシーバの渦と管摩擦抵抗による流量特性変化)を実施した。

その結果、従来計算について、精度を向上して寸法パラメータ絞り込みに使用可能なレベルに改善した

8.1 フローパターンの検討

1) レシーバに流入しないジェットがレシーバ壁面の影響により渦を発生させる

レシーバに流入しないジェットが、レシーバの壁面の影響により Figure 106 のように折り返る。折り返るジェットとノズルから噴出するジェットの間に速度ベクトルが対向するフローパターンが形成される。この対向するベクトルのフローパターンにより渦が発生する。ノズルとレシーバを接近させる、もしくは、レシーバ径を拡大するとジェットの折り返る位置がレシーバ穴の内部に移動する。

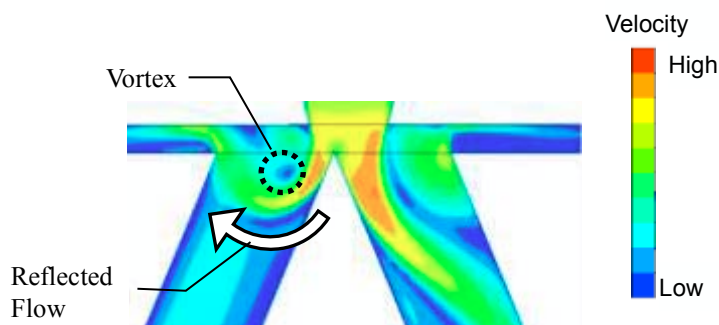


Figure 106 Typical analysis result of velocity

2) ノズルとレシーバ間に発生する渦の影響を減少すると流量ゲインが向上

渦流れを発生するフローパターンは、渦が流路を狭める働きをするため、渦の影響を減少させると、流量ゲインが向上し、流量特性が改善する。

- 3) レシーバ径を拡大するとレシーバの管摩擦抵抗が増加する。
レシーバサイズを大きくすると、平均流速が低下して Re 数が低下する。 Re が低下すると、管摩擦抵抗が増大し、圧力損失が増加する。(ノズル径が一定で、流入する流量が一定の場合)
- 4) ノズルとレシーバを接近させると、ノズル内部に流体力が発生する
ノズルとレシーバが接近すると、レシーバの壁面の影響によりノズル内部の流線が曲げられるため遠心力が発生し、ノズル内部の圧力分布が不均一になる。この不均一な圧力分布は、ノズル内部に流体力を発生させる。
- 5) ノズル端面の不均一な圧力分布と流速分布により流体力が発生する
ジェットがノズル端面に衝突するフローパターンがノズル端面の左右で非対称になると、圧力分布と流速分布が左右で非対称になり、流体力が発生する。
- 6) ノズル外周円筒部から剥離するフローパターンにより流体力が発生する
ノズル端面に付着した作動油がノズル外周円筒部にて剥離するフローパターンが非対称になると圧力分布が左右で非対称になり流体力が発生する。
- 7) 非定常流体力は作動周波数に比例し、定常流体力に対して数十%の影響を受ける
数百 Hz にて作動するスプール・バルブをパイロットするバルブは、非定常流体力の影響を無視できない。

8.2 フローパターンの検討により得られた学術的な成果

- 1) フローパターンの可視化
ノズル・レシーバ間の流れ場について、3D-CFD 解析により詳細なフローパターンの可視化を行った。詳細なフローパターンの可視化はこの分野において初めてのことである。これと関連して、ノズル・レシーバ間のすき間を変化させて渦の影響を小さくすると、流量特性の流量ゲインが向上する。
- 2) ノズル内部の不均一な圧力分布
ノズル内部および、出口近傍の圧力分布は、一般的に円周方向に対して均一である。しかし、ジェットパイプ・バルブにおいてはノズルとレシーバのすき間が極めて小さいため、レシーバの壁面により曲げられるジェットの影響が上流のノズル出口近傍にまでおよび、円周方向の圧力分布が不均一化する。

3) せん断応力による流体力

一般的に知られるスプールバルブの定常流体力はスプールの圧力分布により発生し, 粘性によるせん断応力は非常に小さい. 一方, ジェット・パイプバルブは, ノズルの回転中心からノズル端面のモーメントアームが長いので, せん断応力により発生する流体力の影響が, 圧力による流体力より大きい.

4) 非定常流体力が大きい

一般的にスプールバルブに作用する非定常流体力(田中, 2011)は小さく, スプールの駆動力にほとんど影響しない. しかし, ジェットパイプ・バルブにおいては, ノズル・ストロークを阻害する方向の流体力の傾きがノズルの作動速度に比例して大きくなる. 50Hz ノズル作動時の流体力の傾きは静的に作動させた場合の2倍程度の傾きとなる. 100Hz ノズル作動時は 50Hz の場合と比較して2倍程度, 静的な作動時と比較して4倍程度の傾きとなる. 一方, 流量特性はノズル作動速度の影響を受けない.

8.3 フローパターンの検討により得られた設計指針

1) ノズル径と流量ゲイン

村上(1965a, b)によるとノズルの流れの損失は, 流量ゲインに影響する

2) レシーバ径と流量特性

レシーバ径と流量ゲインには相関がある.

3) ノズルとレシーバ間のすき間と流量特性

ノズルとレシーバ間のすき間は流量特性に影響する.

8.4 フローパターンの検討による従来の計算モデルの改善

3D-CFD 解析と実験により得られたフローパターンにより影響する要因が明らかになった。そこで、特に以下の 2 点については、3D-CFD 解析結果の圧力、流速を可視化することにより影響が大きく、従来の計算モデルにフィードバックした。その結果、計算精度が向上し、実験結果との差異が小さくなり、設計に活用可能なモデル式を構築した。

1) ジェットが拡散する影響

ノズルのジェットはレシーバに入力されるまでの間に拡散するため、その影響を円形乱流自由噴流モデルにて近似した。

2) ノズル近傍の圧力分布

従来より考えられてきたレシーバ壁面近傍の圧力はリターン圧一定ではないことを 3D-CFD による解析から明らかにした。この結果からレシーバ近傍の圧力を円盤衝突噴流による圧力分布 (圧力分布がリターン圧より高い範囲) のモデル式を構築し、レシーバに発生する圧力計算精度が向上することを示した。

8.5 今後の課題

1) 非定常流体力の解析と実験

ノズルがストロークする移動境界条件下において非定常解析を行い、ノズル作動周波数により変化する非定常流体力を算出した。一方、実験手法を確立していないため、計測手法の確立と解析結果と実験結果を比較し、検討する必要がある。

2) ノズルとレシーバ間に発生する渦流れの本質をつかむ

ノズルとレシーバ間に発生する渦流れの検討を 6 項にて実施したが、さらに多くの寸法パラメータにて解析と実験を実施して、渦流れ、管摩擦抵抗について考察を深め、高性能化につなげる必要がある。

謝 辞

本研究を遂行し、本論文をまとめるに当たり、多くのご支援とご指導を頂きました指導教官である九州工業大学大学院情報工学研究院機械情報工学研究系 教授 田中和博先生に深く感謝し、厚く御礼申し上げます。田中和博先生からは休日にもかかわらず、投稿論文、学位論文に対する助言を数多く頂きました。さらに、公私にわたりの確な助言や指摘を頂くことができ、研究活動および、私自身の今後の人生にとって大変有用な刺激を数多く頂くことができました。

また、本論文の審査員である九州工業大学大学院情報工学研究院機械情報工学研究系 教授 伊藤高廣先生、教授 檜原弘之先生、電子情報工学研究系 教授 鶴正人先生、機械情報工学研究系 准教授 瀧脇正樹先生の諸先生方には、ご多忙の中、的確で貴重なご助言を頂きました。ここに厚く御礼申し上げます。

本研究の機会を与えて頂いたナブテスコ 航空宇宙カンパニー計画部 碓井浩部長(前技術部長)、技術部 山本剛部長、技術部第 1 技術課 田中成人課長、技術部 牧野直宏参事には、ここに深く感謝の意を記します。また、私の所属するグループの方々には、業務面で多大なサポートを頂きました。ここに深く感謝の意を記します。

本研究のナブテスコと九州工業大学との共同研究のきっかけを与えて頂いた、東京電機大学情報環境学部 教授 中田毅先生には、公私にわたり激励頂きました。ここに厚く御礼申し上げます。

同研究室で卒業された秋山良介さん、堤百貴さん、中島由智さん、修士二年 中村拓也さん、修士一年 寄能智紀さん、学部四年 川崎健吾さんには、数々のお手数とサポートを頂きました。ここに感謝の意を記します。また、研究室のみなさんと一緒に、おいしい食事を食べに行ったり、スーパー銭湯に行ったりと楽しい時間を過ごすことができました。その中で、私が十年前に学生だった頃に考えていた将来になりたい技術者像を思い出すことができ懐かしくなりました。

最後に、ここに書ききれなかった 3 年間の研究を支援頂いた皆様に心より感謝し、謝辞いたします。

2014 年 12 月 10 日

柴田 優

参考文献

- [1] Ashley, C. and Mills, B., Frequency response of electro vibrator-hydraulic vibrator with inertial load, *Journal of Mechanical Engineering science*. vol. 8, No.1 (1966), pp.27-35.
- [2] Askania Werke Ag, Jet pipe relay, U. S. Patent 2, 107, 971A (1938).
- [3] Atchley, R., Servo-mechanism, U. S. Patent 2884907A (1959).
- [4] Blackburn, J. F., Fluid power control, M.I.T. Press (1960)
- [5] Caretto, L.S., Gosman, A.D., Patankar, S.V. and Spalding, D.B., Two calculation procedures for steady three-dimensional flows with recirculation, *Procedure Third International Conference Numerical Methods Fluid Dynamics*, (1972).
- [6] Dunn, J. F., A Study of some characteristics of the jet-pipe valve, MIT (1957)
- [7] Ferziger, J. H. and Peric, M., コンピュータによる流体力学, 丸善出版 (2013).
- [8] Freeman, J. R., Experiments Relating to Hydraulics of Fire Streams, *Transactions of the American Society of Civil Engineers*, Vol. XXI, No. 2 (1889), pp. 303-461.
- [9] Goertler, H., Berechnung von Aufgaben der freien Turbulenz auf Grund eines neuen Naherungsansatzes, *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, vol. 22 (1942), pp. 244-254.
- [10] 長谷部 光雄, 現場で役立つ品質工学の考え方, 日本規格協会 (2010), pp. 89-112
- [11] 早瀬 敏幸, 程 平, 林 叡, スプール弁内の非定常流に関する数値解析, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.61, No.584 (1995), pp.1382-1388.
- [12] 早瀬 敏幸, 夏 硫鵬, 林 叡, スプール弁内の非定常流に関する数値解析(高レイノルズ数域での動特性のモデル化), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.64, No.619 (1998), pp. 724-731.
- [13] Henri, P. D., Hollerbach, J. M. Nahvi, A., An analytical and experimental investigation of a jet pipe controlled electropneumatic actuator, *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, vol. 14, No.4 (2002), pp. 601-611.
- [14] 平野 博之, 流れの数値計算と可視化 第3版, 丸善出版 (2011).
- [15] Issa, R. I., Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator-splitting, *Journal of Computational Physics*, vol. 62 (1986), pp. 40-65.
- [16] 郭 卯應, 中野和夫, 境界要素法によるスプール弁内流れの数値解析(第1報), 油圧と空気圧, Vol.20, No.6 (1989), pp. 538-545.
- [17] 管路・ダクトの流体抵抗, 日本機械学会 (2008).
- [18] Karumanidhi, S. and Singaperumal, M., Mathematical modelling and experimental characterization of a high dynamic servo valve integrated with piezoelectric actuator, *Journal of Systems and Control Engineering*, vol. 224 (2010), pp. 419-435.

-
- [19] 菊池 和重, 山口 隆平, 岡部 昭典, スプール弁内流れの速度場の計測と三次元流れ解析, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.65, No.634 (1999), pp.2009-2015.
- [20] 小林 住, 油圧制御弁におけるスプール回りの流れの数値解析, 生産研究, Vol.43, No.1 (1991), pp.65-68
- [21] 近藤 靖裕, 鈴木秀之, 稲垣 吉田 昌英, 伊藤 基之, スプール弁に作用する流体力の解析(第 1 報, 弁内流れと運動量流束の周方向の非一様性), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.65, No.639 (1999), pp.3577-3585
- [22] 近藤 靖裕, 鈴木 秀之, 伊藤 基之, スプール弁に作用する流体力の解析(第 2 報, 弁内流れにより作用する横力), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.68, No.667 (2002), pp.680-688.
- [23] 近藤 靖裕, 小妻 大輔, 伊藤 基之, スプール弁に作用する流体力の解析(第 3 報, 弁の諸元が横力に及ぼす影響), 日本機械学会論文集 B 編, Vol.68, No.675 (2002), pp.2951-2959.
- [24] Krivts, I. L., Optimization of performance characteristics of electropneumatic (Two-stage) servo valve, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, vol. 126 (2004), pp. 416-420.
- [25] Launder, B. E., and Spalding, D. B., Lectures in Mathematical Models of Turbulence, Academic Press (1972).
- [26] Launder, B. E. and Spalding, D. B., The Numerical Computational Turbulent Flows, Computational Methods Application Mechanism Engineering, Vol. 3 (1974), pp. 269-289.
- [27] Launder, F. R., Zonal Two-Equation $k-\omega$ Turbulence Model for Aerodynamic Flows, American Institute of Aeronautics and Astronautics Paper (1993), pp.1993-2006.
- [28] Leonard, A., Energy cascade in large eddy simulations of turbulent fluid flows, Advanced Geophysics, vol. A (1973), pp. 237-248.
- [29] Lequoc, S. Cheng, R.M.H., and Limaye, A., Investigation of an electrohydraulic servo valve with tuneable return pressure and drain orifice, Journal of Dynamic Systems Measurement and Control American Society of Mechanical Engineers, vol. 276, No.109 (1987), pp. 276-285
- [30] Li, R., Nie, S., Yi, M. and Ruan, J., Simulation investigation on fluid characteristics of jet pipe water hydraulic servo valve based on CFD, Journal of Shanghai University, vol. 15, No. 3 (2011), pp.201-206, DOI: 10.1007/s11741-011-0721-2
- [31] Maskrey, R. H. and Thayer, W. J., A brief history of electrohydraulic servomechanisms, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 100 No. 2 (1978), pp. 110-116.
- [32] McCloy, D. and Maartin, H. R., Control of fluid power: Analysis and design 2nd
-

-
- revised edition, Halsted Press (1980).
- [33] Menter, F. R., Langtry, R.B., Likki, S. R., Suzen, Y. B., Huang, P. G., and Volker, S. A., Correlation Based Transition Model Using Local Variables Part 1 - Model Formulation, *Journal of Turbomachinery* . vol. 128, No.3 (2004), pp. 413-422.
- [34] Menter, F. R., Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, Vol. 32 (1994), No.8, pp. 1598-1605.
- [35] Morse, A. C., *Electrohydraulic servomechanisms*, McGraw-Hill (1963).
- [36] 村上 光清, 片山 金司, 消防用ノズルの流量係数に関する研究, *日本機械学会論文* 文集 vol. 31 No. 225 (1965a), pp. 769-777.
- [37] 村上 光清, 片山 金司, 消防用ノズルの流量係数に関する研究, *日本機械学会論文* 文集 vol. 31 No. 225 (1965b), pp. 778-786.
- [38] Nikiforuk, P. N. and Ukrainetz, P. R. and Tsai, S. C., Detailed analysis of a two stage four-way electrohydraulic flow-control valve, *Journal mechanical engineering science*, vol. 11 No. 2 (1969), pp. 168-174
- [39] Nrvell, F. D., *Fluid power technology*, West Publishing (1995).
- [40] Patanker, S. V. and Spalding, D. B., A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows, *International Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 15 (1972), pp. 1787-1806.
- [41] Patankar, S. V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill (1980).
- [42] Sangiah, D. K., Plummer, A. R., Bowen, C. R. and Guerrier, P., A novel piezohydraulic aerospace servovalve. Part I: design and modelling, *Journal of Systems and Control Engineering*, vol. 227, No. 4 (2013), pp.371-389.
- [43] 社河内 敏彦, *噴流工学*, 森北出版 (2004).
- [44] Shibata, Y., Tanaka, K. and Nakada, T., The 12th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, Nara (2013), Document No. OS1-03-3, 9 pages
- [45] Shibata, Y., Tanaka, K. and Nakada, T., Vortex flows and turbulence models of oil jet impinging on a wall with holes, *The 9th Japan Fluid Power System Society International Symposium on Fluid Power*, Matsue (2014), pp. 479-486
- [46] 柴田 優, 田中 和博, 中田 毅. 穴を持つ壁に衝突する噴流の渦流れ, *平成 25 年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集* (2013a), pp. 103-105.
- [47] 柴田 優, 田中 和博, 中田 毅. 穴を持つ壁に衝突する噴流の渦流れ(第 2 報), *平成 25 年秋季フルードパワーシステム講演会講演論文集* (2013b), pp. 55-57.
- [48] Shu, Y. J., Wang, H., Xu, X. Y. and Li, W. Y., Multidomain Modeling of Jet Pipe Electro-Hydraulic Servo Valve, *Applied Mechanics and Materials*. vol. 29 (2012), pp. 17-23.
-

-
- [49] Smagorinsk J., General circulation experiments with primitive equations, part I: the basic experiment, *Monthly Weather Revision*, vol. 91 (1963), pp.99-164.
- [50] Somashekhar, S. H., Singaperumal, M., and Kumar, R. K., Mathematical modelling and simulation of a jet pipe electrohydraulic flow control servo valve, Part I: *Journal of Systems and Control Engineering*, vol. 3 (2007), pp. 365-382.
- [51] 田中 和博, 富岡, 清水, 湊脇, スプール弁に作用する流体力に関する一考察, *日本フルードパワーシステム学会論文集*, Vol.42, No.1 (2011), pp.13-18
- [52] 田中 和博, 油圧機器内の流れ解析, *日本フルードパワーシステム学会誌*, Vol. 43, No.1 (2012), pp. 14-16.
- [53] Thoma, J. U., Fluid mechanics, bond graphs and jet pipe servo valves, *Modeling and Simulation of Systems* (1989), pp. 77-81.
- [54] 劉小平, 糟谷 博嗣, 野沢 勇作, 田村盛雄, 流れ解析による建設機械用油圧バルブの解析, *日本機械学会茨城講演会講演論文集* (2001), pp.31-32.
- [55] Tollmien, W., Berechnung turbulenter Ausbreitungsvorgänge, *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, vol. 6 (1926), pp. 468-478.
- [56] Tower, B., An Apparatus for Providing a Steady Platform for Guns, etc., at Sea, *Transaction of Instrumentation Naval Architects*, Vol. XXX (1889), pp. 348-361.
- [57] 築地 徹浩, 高橋 浩爾, 流線座標によるスプール弁絞りからの噴流の数値解析, *日本機械学会論文集 B 編*, Vol.49, No.445 (1983), pp.1832-1839.
- [58] Van Doormal, J. P. and Raithby, G. D., Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows, *Numerical Heat Transfer*, vol. 7 (1984), pp. 147-163.
- [59] Verhoff, A., The two-Dimentional Turbulent Wall Jet with and without an External Stream, Report 626, Princeton University (1963).
- [60] Versteeg, H.K. and Malalasekera, W., 数値流体力学 第2版, 森北出版 (2011).
- [61] Watton, J., *Fundamentals of Fluid Power Control*, Cambridge University Press (2009).
- [62] Wilkinson, J., Turbine-governing mechanism, U. S. Patent 825, 998A (1906)
- [63] Xu, M., Zeng, S. and Guo, J., Reliability modelling of a jet pipe electrohydraulic servo valve, *Reliability and Maintainability Symposium* (2014), DOI: 10.1109/RAMS.2014.6798480
- [64] 山口 惇, 田中 裕久, 油圧工学, コロナ社 (1999), pp. 23-26.
-

研究実績

柴田 優(学籍番号 12792102-1)が実施した噴流を利用した油圧方向切換回路の特性に関する研究にかかわる研究実績を以下に示す.

国際学会発表論文

- [1] Shibata, Y., Tanaka, K. and Nakada, T., Vortex Flows of a Jet Impinging on a Wall with Holes, The 12th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, Nara (2013).
- [2] Shibata, Y., Tanaka, K. and Nakada, T., Vortex flows and turbulence models of oil jet impinging on a wall with holes, The 9th Japan Fluid Power System Society International Symposium on Fluid Power, Matsue, No. 1080 (2014).

査読付き論文

- [1] 柴田, 堤, 田中, 中田, 穴を持つ壁に衝突する噴流の渦流れパターンと流体力特性, 日本機械学会論文集, (2014).
- [2] 柴田, 田中, 中田, 穴を持つ壁面の衝突噴流のシステム特性の計算モデル, 日本フルードパワーシステム学会論文集, (2014).

その他

- [1] 平成 25 年度春季フルードパワーシステム講演会最優秀講演賞
-